

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA
FAKULTA STROJNÍ
KATEDRA VÝROBNÍCH STROJŮ A KONSTRUOVÁNÍ

SVAŘOVACÍ POLOHOVADLO

Welding Manipulator

Autor práce:
Vedoucí práce:

Bc. Jakub Lomozník
Ing. Michal Kolesár, Ph.D.

Ostrava 2011

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Lomozník**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení
Téma: Svařovací polohovadlo
Welding Manipulator

Zásady pro vypracování:

Proveďte konstrukční návrh svařovacího polohovadla na základě vstupních parametrů.
Zařízení je určeno do prostředí běžné výrobní haly ve strojírenském průmyslu.
Požadavek je na svařování větších strojních dílů jako například komponenty důlních strojů.
Požadavky na kinematiku polohovadla jsou:

- Otočný stůl
- Rameno stolu otočné vzhledem k vertikální ose
- Polohovatelná výška

Základní parametry:

- Nosnost min. 1 000 kg
- Průměr otočného stolu v rozmezí 500 – 1500 mm
- Maximální délka zařízení 4 000 mm

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1.] KUBA, F.: *Pružnost a pevnost*, Vysoká škola báňská Ostrava, Ediční středisko VŠB, Ostrava 1990.
[2.] LIENVEBER, J., VÁVRA, P.: *STROJNICKÉ TABULKY* Třetí doplněné vydání, ALBRA – pedagogické nakladatelství, Úvaly, Havlíčkova 197, 2006.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Kolesár**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.


V Ostravě
23.5.2011

.....
J. Homolka
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 23.5.2011


.....
Podpis

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

LOMOZNÍK, J. *Svařovací polohovadlo: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2011, 65 s. Vedoucí práce: KOLESÁR, M.

Diplomová práce se zabývá návrhem konstrukčního řešení svařovací polohovadla dle zadaných parametrů. V úvodu jsou uvedeny možné varianty řešení svařovacího polohovadla. Hlavní část diplomové práce se zabývá návrhem optimálního tvaru nosného ramene. Další části se zaměřují na mechanismy jednotlivých pohonů svařovacího polohovadla. Pevnostní a kontrolní výpočty jsou provedeny pouze pro nejvíce zatížené části. Elektrické rozvody nejsou touto prací řešeny.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

LOMOZNÍK, J. *Welding Manipulator: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2011, 65 p. Thesis head: KOLESÁR, M.

Master thesis deals with structural design of the Welding manipulator according to range specification. The variants of possible solutions are present in the introduction. Main chapter of this thesis deals with design of Supporting arm optimal shape. Other chapters are focused on each of Welding manipulator movements. Structural calculations are performed only for mostly loaded parts of the construction. Solution of Electric wiring is not part of this thesis.

OBSAH

Seznam použitých značek	8
1 Úvod.....	10
2 Přehled možných variant řešení	11
2.1 Svařovací polohovadla dvouosé.....	11
2.2 Svařovací polohovadla tříosé	13
3 Popis funkce navrhovaného Svařovacího polohovadla	16
3.1 Nosné rameno otočné vzhledem k vertikální ose.....	17
3.2 Otočný stůl	17
3.3 Svislý posuv	18
4 Nosné rameno	19
4.1 Návrh tvaru nosného ramene	19
4.1.1 Varianta A.....	21
4.1.2 Varianta B	22
4.1.3 Varianta C	23
4.2 Určení maximálního napětí.....	24
4.3 Určení tloušťky ocelových plechů	25
4.4 Vliv nosného ramene a břemene na zatížení stroje.....	27
4.5 Návrh mechanismu otáčení nosného ramene vzhledem k vertikální ose.....	29
4.5.1 Návrh ozubených kol	30
4.5.2 Návrh pohonu	31
4.5.3 Návrh ložiska	32
5 Návrh připojovacích prvků nosného ramene.....	34
5.1 Pevnostní kontrola svarů kotvící desky.....	34
5.2 Návrh a pevnostní kontrola šroubového spojení.....	39
5.2.1 Určení osově síly na jeden šroub	39
5.2.2 Návrh šroubu.....	43
5.2.3 Pevnostní kontrola	44
5.2.4 Určení utahovacího momentu.....	45
6 Návrh otočného pracovního stolu	46
6.1 Návrh pohonu otočného stolu	47
6.2 Upínání svařovaného materiálu.....	48
7 Návrh mechanismu svislého posuvu.....	49
7.1 Pojízdný kozlík.....	49
7.1.1 Návrh uložení třecích válečků	50

7.2	Pohybový šroub.....	54
7.2.1	Návrh a pevnostní kontrola pohybového šroubu	55
7.2.2	Pevnostní kontrola šroubu	58
7.2.3	Kontrola výšky matice	59
7.2.4	Návrh pohonu pohybového šroubu.....	60
7.3	Hydraulický mechanismus	60
8	Závěr	62
	Seznam použité literatury	63
	Seznam příloh	65

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK

C	Dynamická únosnost ložiska	$[kN]$
C_o	Statická únosnost ložiska	$[kN]$
D, d	Průměr	$[mm]$
E	Modul pružnosti v tahu	$[MPa]$
F	Síla	$[N]$
H_1	Nosná hloubka závitu	$[mm]$
I	Kvadratický moment	$[mm^4]$
J_p	Polární moment	$[mm^4]$
J_x, J_y	Kvadratický moment setrvačnosti k ose	$[mm^4]$
L, l	Délka	$[mm]$
M_k	Krouticí moment	$[N \cdot m]$
M_o	Ohybový moment	$[N \cdot m]$
M_t	Klopný moment	$[N \cdot m]$
M_{tz}	Moment tření v závitu	$[N \cdot m]$
M_x, M_z	Moment k ose	$[N \cdot m]$
P	Výkon	$[W]$
P_H	Stoupání závitu	$[mm]$
R	Reakce	$[N]$
R_e	Mez kluzu	$[MPa]$
S	Průřez	$[mm^2]$
S_F, S_H, S_0	Součinitel bezpečnosti	$[-]$
W_k	Průřezový modul v krutu	$[mm^3]$
W_o	Průřezový modul v ohybu	$[mm^3]$
a	Velikost svaru	$[mm]$
f	Součinitel smykové tření	$[-]$
f_L	Součinitel zatížení	$[-]$
g	Gravitační zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
h_m	Výška matice	$[mm]$
i	Převodový poměr	$[-]$
k_s	Součinitel statické bezpečnosti	$[-]$

m	Hmotnost	$[kg]$
m_n	Modul	$[mm]$
n	Otáčky	$[ot \cdot min^{-1}]$
p	Tlak	$[MPa]$
p_D	Dovolený tlak	$[MPa]$
t	Tloušťka	$[mm]$
z	Počet zubů	$[-]$
α	Úhel	$[^\circ]$
$\alpha_\perp, \alpha_\tau$	Převodní součinitel	$[-]$
β	Součinitel tloušťky koutového svaru	$[-]$
η	Účinnost	$[-]$
μ	Vnitřní tření ložiska	$[-]$
ξ	Rameno válivého odporu	$[-]$
σ	Normálové napětí	$[MPa]$
τ	Smykové napětí	$[MPa]$
φ'	Redukovaný úhel tření	$[^\circ]$
ψ	Úhel stoupaní závitu	$[^\circ]$
ω	Úhlová rychlost	$[rad \cdot s^{-1}]$

1 ÚVOD

V současné době je ve strojírenské výrobě kladen velký důraz na snižování času potřebného na výrobu a zároveň na zvýšení kvality finálního výrobku. Tyto faktory zvyšují poptávku po strojích na zvýšení produktivity práce, mezi které patří automatické a poloautomatické svařovací polohovadla.

Tato práce se zaměřuje na konstrukční návrh trojosého svařovacího polohovadla. Celková konstrukce se skládá z mnoha základních strojírenských prvků od svarů, přes ložiska až po ozubená soukolí. Největší pozornost je věnována takzvanému nosnému rameni, volbě optimálního tvaru na základě možných variant řešení a složitosti na výrobu, pevnostním výpočtům, vlivu na ostatní části stroje a mechanismu otáčení.

Další část se zabývá návrhem vhodných mechanismů a pohonů jednotlivých pohybů s důrazem na jednoduchost konstrukce pro snadnější demontáž a údržbu. Možné varianty řešení pohonů jsou uvedeny pouze u svislého posuvu z důvodu velkého rozdílu mezi jednotlivými provedeními.

Pevnostní výpočty jsou provedeny z větší části analyticky. Z numerických metod řešení je využíváno metody konečných prvků a vysokoškolských programů pro výpočet ozubení.

2 PŘEHLED MOŽNÝCH VARIANT ŘEŠENÍ

V oblasti svařovacích polohovadel je mnoho výrobců, kteří se touto problematikou zabývají. Většina se zaměřuje pouze na jeden typ těchto strojů. Základní dělení polohovadel s ohledem na počet os, ve kterých je možno se svařencem manipulovat, je na dvou nebo tříosé stroje. Dále se polohovadla dělí dle maximální nosnosti, míry automatizace a pohonu.

2.1 Svařovací polohovadla dvouosé

Nejčastějším zástupcem těchto polohovadel je takzvaný polohovací stůl (viz obr. 2.1). Tento typ polohovadla má mezi výrobci svařovací techniky největší zastoupení. Tyto stroje se používají pro velkou škálu nosností. Mezi výhody patří menší rozměry. Nevýhodou je menší variabilita stroje.



Obr. 2.1 – Polohovací stůl

Jedním ze zástupců této skupiny je rotační svařovací polohovadlo PT - 5000 od firmy KÜHREIBER s.r.o. Toto polohovadlo je určené pro polohování a rotování kruhových a jiných dílců nadměrných velikostí, které je nutné při svařování otáčet.



Obr. 2.2 – Rotační polohovadlo PT – 5000[9]

Tuhé a robustní provedení konstrukce s pomalým převodem pro změnu polohy z vertikální na horizontální, s velkým uhlíkem pro přenos svařovacího proudu do rotované části a robustní převodovkou je PT – 5000 určeno především pro profesionální použití. Maximální zatížení v horizontálním a vertikálním směru je 5000 kg. Rozměry polohovadla jsou 1600x1400x1200 mm. Naklánění polohovadla v rozmezí 0 - 135° je poháněné elektromotorem, rychlost naklánění je 65 sec. Otáčky stolu jsou 0,04 – 0,08 $ot \cdot min^{-1}$. Všechny zbylé technické parametry a další provedení svařovacích polohovadel viz [9].

2.2 Svařovací polohovadla tříosé

Tato polohovadla se vyznačují velkou variabilitou a velkou možností automatizace. Jejich nevýhodou je nadměrná velikost. Tyto stroje můžeme rozdělit na poloautomatické nebo automatické, a dále také podle způsobu pohonu na mechanické a hydromechanické.

Mezi svařovací polohovadla hydro-mechanická patří například polohovadlo typu SP od společnosti KOVACO, spol. s r.o. viz obr. 2.3.



Obr. 2.3 – Polohovadlo typu SP

Svařovací polohovadla typu SP jsou určena pro polohování velmi objemných a těžkých svařenců pro dosažení optimálních podmínek pracovního procesu. Polohování je možné ve třech nezávislých osách. Otáčení vodorovné a svislé osy je poháněno elektromotorem. Zdvih ramene zajišťují hydraulické válce poháněné samostatnou hydraulickou jednotkou. Ovládání polohovadla pro ruční svařování se nastavuje pomocí panelu umístěného na elektrorozvaděči. Polohovadla se vyrábějí pro nosnosti 150, 300, 600, 1200, 2500, 5000 a 10000 kg, resp. na speciální požadavek zákazníka. Pomocí styčných ploch jednotlivých prvků polohovadla je možné jednoduché přesunutí těžiště svařence do osy otáčení. Polohovadla jsou vhodná pro polohování různých typů svařenců, jako jsou například: nosné rámy, kontejnery, velkorozměrové komory a jiné. Všechny technické parametry polohovadel typu SP viz [10].

Dalším z řady tříosých svařovacích polohovadel jsou programovatelná a manuální svařovací polohovadla typu ErgoControl (obr. 2.4), jež vyrábí firma ErgoTronic.



Obr. 2.4 – Polohovadlo typu ErgoControl

Polohovadla typu ErgoControl jsou vybavená možností řízení pomocí NC, čímž je docíleno vysoké přesnosti polohování svařence. Hlavní rameno je specificky konstruováno do tvaru „L“, což umožňuje kdykoliv dosáhnout jakéhokoliv místa pracovní plochy. Polohovadlo je vyráběno v pěti standardních provedeních o nosnosti 150, 300, 750, 1500 nebo 3000 kg. Technická data polohovadla viz [11].

Svařovací manipulátor pro rámy kabin (obr. 2.5). Pomocí manipulátoru se kabiny zvedají a spouštějí, natáčejí nahoru a dolů a rotují na otočném stole. Kabina může být natočená prakticky do jakéhokoliv úhlu, řízení je prováděno pneumaticky.



Obr. 2.5 – Polohovadlo typu Special Cab WeldFixture [12]

SmartPositioner® SkyHook Lift 5000 (obr. 2.6) je dostupný ve variantách nosnosti do 5000 kg. Je navrženo pro manuální svařování. Používá ovládání pomocí závěsného ovladače. Může být vybaveno velkou škálou motorů a převodovek k dosažení plného začlenění do robotického svařovacího systému.

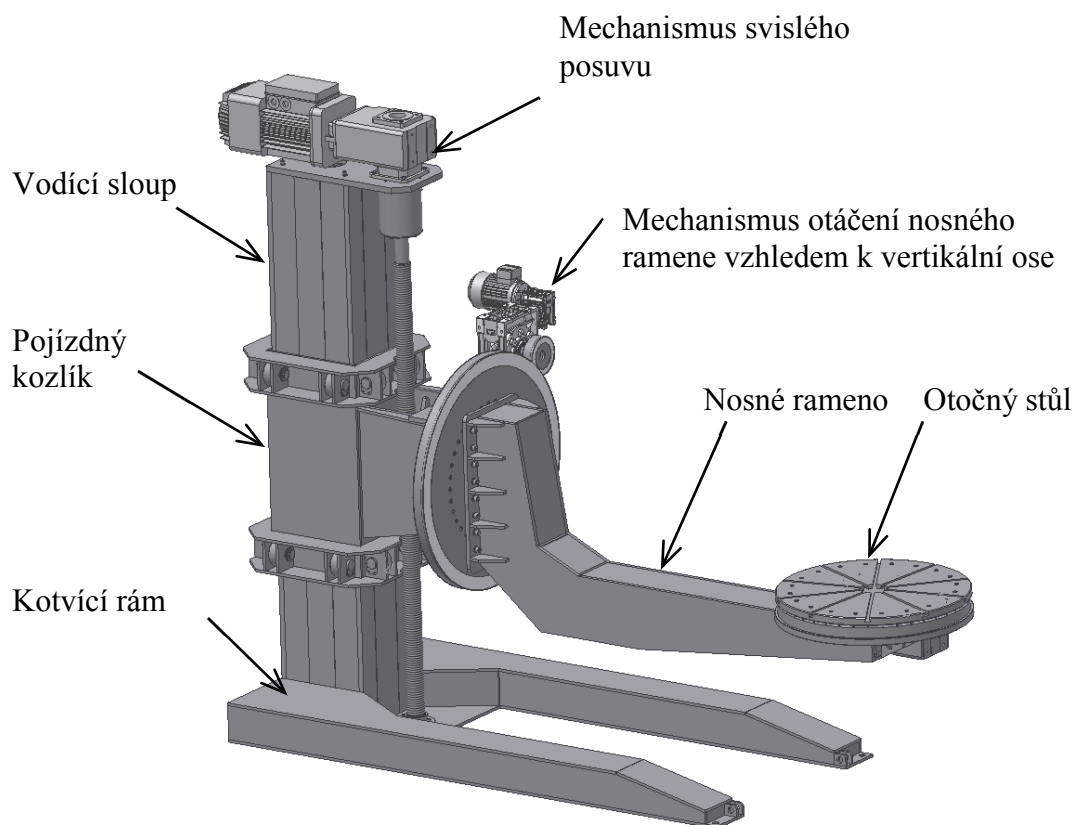


Obr. 2.6 – Polohovadlo typu SmartPositioner® SkyHook Lift 5000[13]

3 POPIS FUNKCE NAVRHOVANÉHO SVAŘOVACÍHO POLOHOVADLA

Svařovací polohovadla se nejčastěji používají pro skládání a svařování strojírenských součástí. Slouží k docílení ideální polohy svařovaného materiálu pro dosažení optimálních podmínek svařovacího procesu. U zvoleného trojosého svařovacího polohovadla je dosaženo ideální polohy pomocí:

- nosného ramene otočného vzhledem k vertikální ose
- otočného stolu
- svislého posuvu

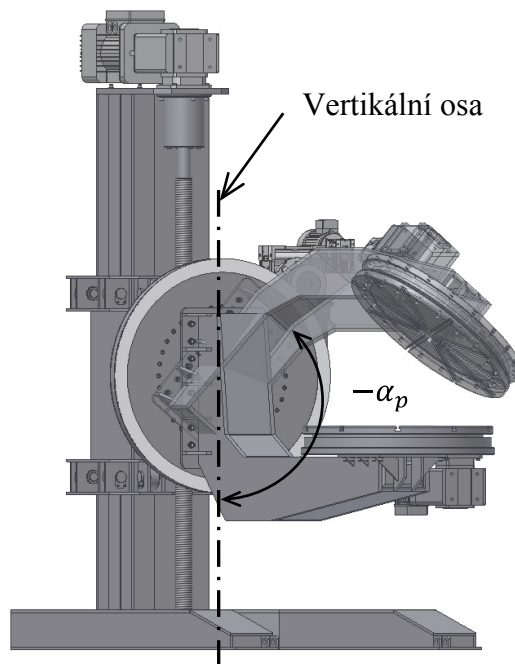


Obr. 3.1 – Navržené svařovací polohovadlo

Polohovadlo se může dále rozdělit na části pohyblivé a stacionární. Pohyblivými částmi jsou otočný stůl, nosné rameno, mechanismus otáčení nosného ramene kolem vertikální osy a pojízdný kozlík. Mezi stacionární pak patří vodící sloup, kotvící rám a také mechanismus svislého posuvu, u kterého nedochází ke změně polohy celé části.

3.1 Nosné rameno otočné vzhľadom k vertikálnej ose

Mechanismus slouží pro natáčení svařovaného materiálu vzhledem k vertikální ose dle pracovního úhlu α_p . Rameno je možné natáčet o 360° v kladném i v záporném směru pomocí ozubeného soukolí poháněného elektromotorem s převodovkou.



Obr. 3.2 – Otáčení nosného ramene

Volené parametry:

- otáčky nosného ramene $n_v = 0,8 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

3.2 Otočný stůl

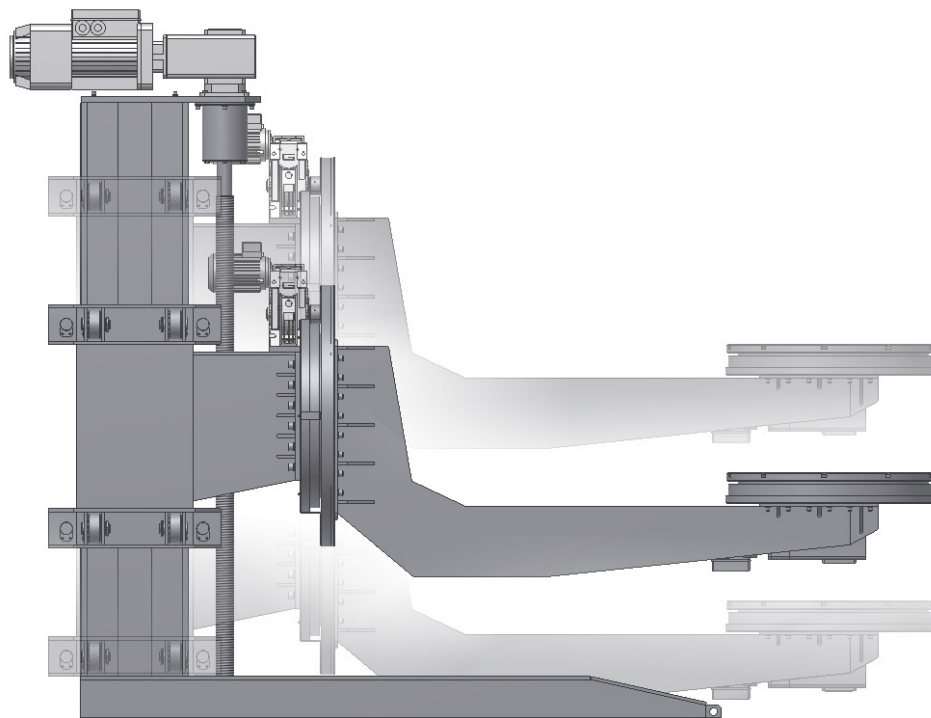
Otočný (pracovní) stůl slouží pro upínání svařovaného materiálu a jeho natáčení dle potřeby kolem osy kolmé na osu rotace nosného ramene. Otočný stůl je upevněn na nosném rameni a poháněn elektromotorem.

Volené parametry:

- otáčky pracovního stolu $n_{ps} = 0,8 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

3.3 Svislý posuv

Svislý posuv slouží pro polohování výšky svařovaného materiálu pomocí pojízdného kozlíku, který se pohybuje po vodícím sloupu. Pohyb může být uskutečněn mechanicky nebo hydraulicky.



Obr. 3.3 – Svislý posuv

Volené parametry:

- rychlost svislého posuvu $v_{sp} = 1,2 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$

4 NOSNÉ RAMENO

Nosné rameno je nejdůležitější částí celé konstrukce svařovacího polohovadla. Jeho parametry a tvar konstrukce určují maximální nosnost a variabilitu stroje. Konstrukce je tvořena svařovanými ocelovými plechy. Cílem této kapitoly je navrhnout optimální řešení nosného ramene.

4.1 Návrh tvaru nosného ramene

Volba tvaru je závislá na několika vstupních parametrech. Mezi ně patří zatížení, rozměry a na nich závislá vlastní tíha nosného ramene. Základní tvar, který umožňuje optimální variabilitu stroje, je tvar do písmene L. Rozhodujícím parametrem pro určení finálního tvaru je zatížení. Určení zatížení musí zahrnovat tyto skutečnosti:

- prostorový ohyb
- lomený nosník
- nekonstantní průřez
- otáčení nosného ramene vzhledem k vertikální ose
- relativně vysoká vlastní hmotnost nosného ramene
- nízké pracovní rychlosti stroje => statický výpočet

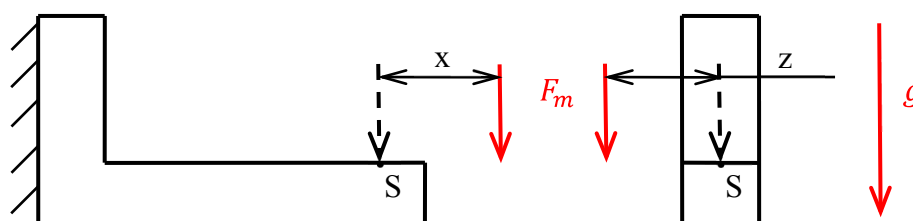
Z uvedených podmínek pro určení zatížení vyplývá velká náročnost analytického řešení daného problému. Pro výpočet je tedy výhodné využít numerickou metodu řešení, v tomto případě metodu konečných prvků.

Popis experimentu metodou konečných prvků

Experiment je založen na pozorování změny zatížení při určitých změnách tvaru nosného ramene. Zatížení je tudíž závislou proměnnou a tvar nosného ramene proměnnou nezávislou. Výpočet je proveden pomocí dvourozměrného modelu (ploch). Vstupní parametry pro výpočet jsou:

- zatěžující síla $F_m = 25 \text{ kN}$ (zahrnuje volenou nosnost svařovacího polohovadla $m = 2000 \text{ kg}$ a hmotnost prvků otočného stolu $m_1 = 500 \text{ kg}$)
- tloušťka ocelových plechů $t = 15 \text{ mm}$

- odsazení síly od středu otočného stolu (zohledňuje možnost umístění svařovaného materiálu mimo střed otočného stolu – prostorový ohyb)
 - odsazení v ose $x = 300 \text{ mm}$
 - odsazení v ose $z = 300 \text{ mm}$
- gravitační zrychlení $g = 9,8066 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- natočení nosného ramene do základní polohy (úhel natočení $\alpha_p = 0^\circ$)
- nahrazení šroubového spojení vetknutím



Obr. 4.1 – Znázornění vstupních parametrů

Na obr. 4.1 jsou znázorněny všechny vstupní parametry a okrajové podmínky pro výpočet navrženého experimentu. Bod S symbolizuje střed otočného stolu, který je umístěn v polovině šířky nosného ramene a vzdálený 175 mm od jeho kraje.

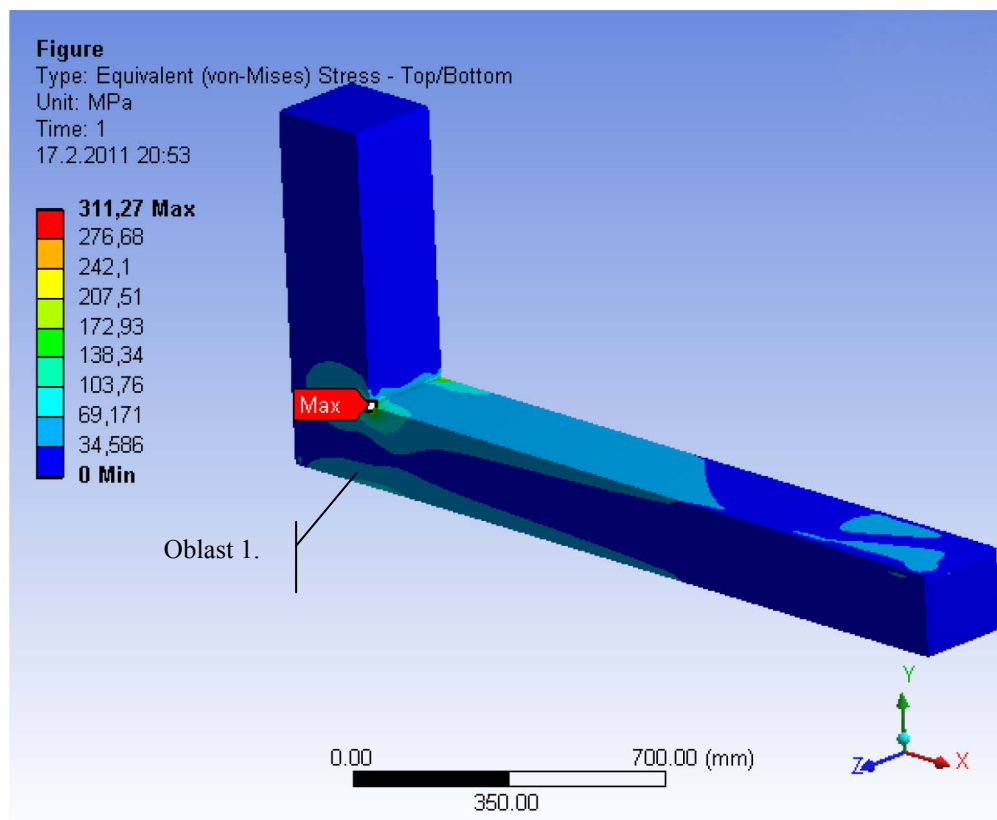
Tab. 4.1 – Výsledky experimentu

Varianta	Vypočtené napětí
A	311,27 MPa
B	118,63 MPa
C	179,38 MPa

V tab. 4.1 jsou uvedeny výsledky experimentu pro zvolené varianty řešení, jež jsou podrobně vysvětleny v následujících podkapitolách.

4.1.1 Varianta A

Jedná se o jednoduchou variantu řešení se základním tvarem L. Konstrukce je snadná na výrobu, ale pro vstupní parametry tohoto experimentu z důvodů vysokého maximálního redukovaného napětí nevyhovující. Možnost užití této varianty pro nižší zatížení.

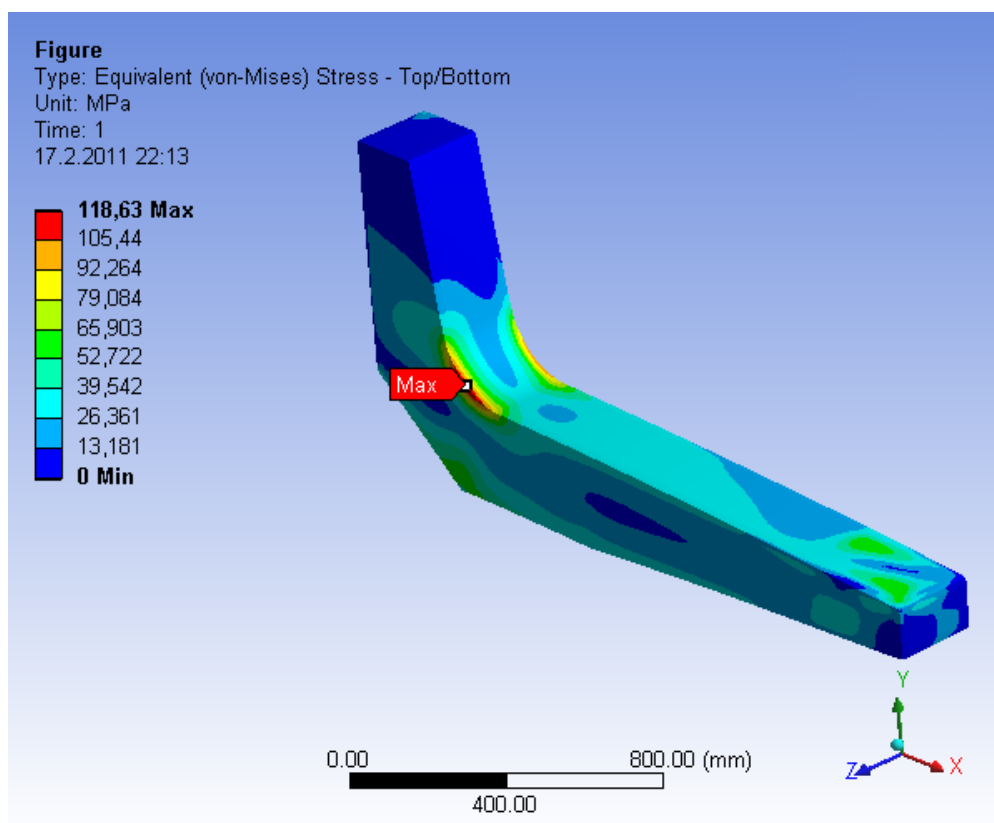


Obr. 4.2 – Analýza napětí varianty A

Varianta se vyznačuje vysokou koncentrací napětí v místě zalomení a zvýšeným napětím v dolní části nosného ramene (oblast. 1, 84,1 MPa).

4.1.2 Varianta B

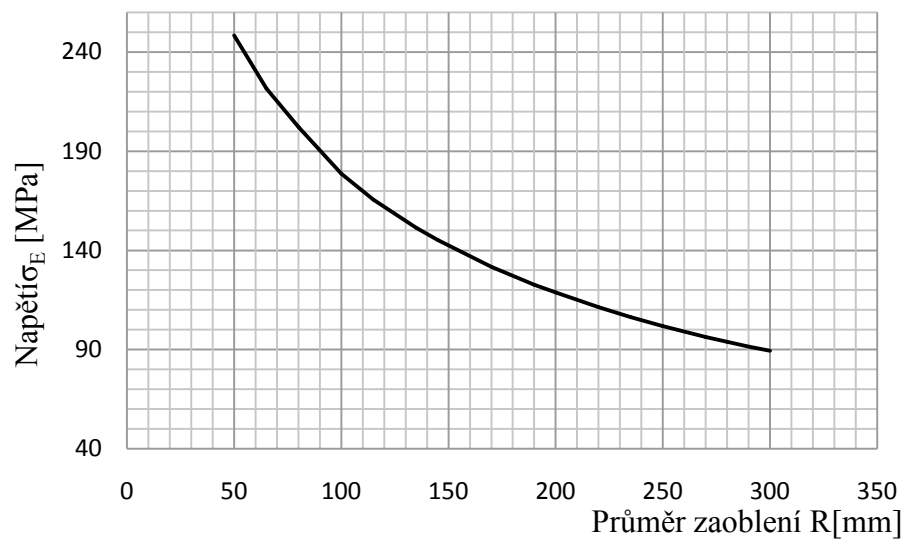
U tohoto návrhu se docílilo snížení maximálního napětí vytvořením zaobleného přechodu mezi svislou a vodorovnou částí nosného ramene, a také zvětšením příčného průřezu posílením dolní části nosného ramene.



Obr. 4.3 - Analýza napětí varianty B

Vzhledem k nízkému napětí (viz obr. 4.3) je toto provedení ideální variantou řešení, ale z pohledu náročnosti na výrobu (přesné ohýbání plechu pro zaoblenou část), by použití tohoto řešení značně prodražilo cenu výsledného stroje.

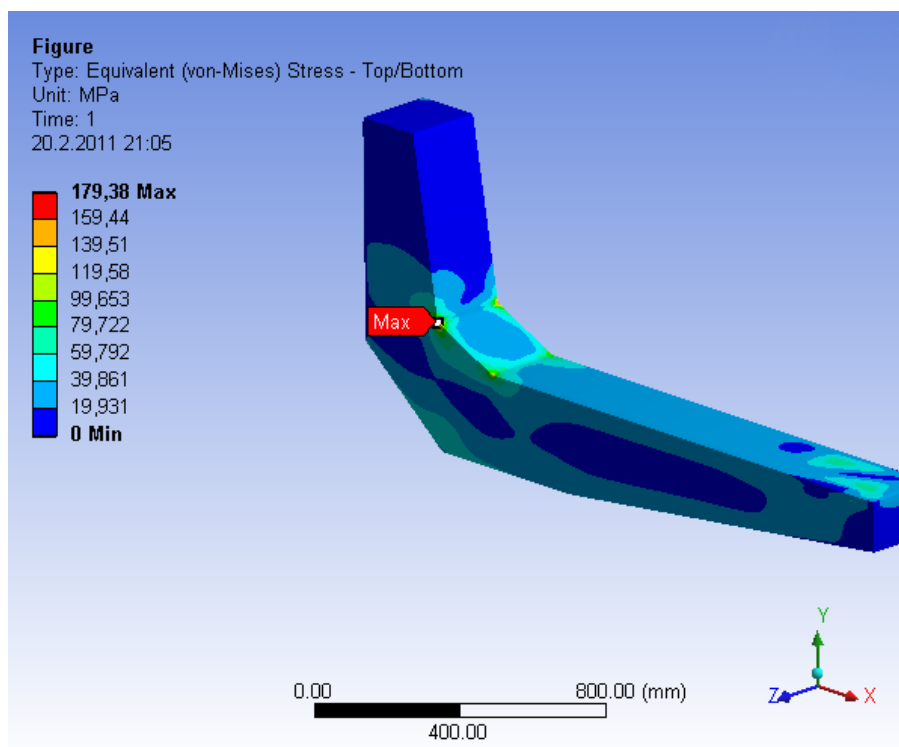
Velikost napětí je závislá na poloměru zaoblení přechodu svislé a vodorovné části nosného ramene (příklad výpočtu napětí zobrazen na obr. 4.3 odpovídá zaoblení $R=200\text{mm}$). Určení napětí pro různé hodnoty zaoblení je možno provést pomocí grafu 4.1.



Graf 4.1 – Závislost napětí na průměru zaoblení přechodu svislé a vodorovné částí nosného ramene

4.1.3 Varianta C

Tato varianta řešení je kompromisem předcházejících variant. Cílem je navrhnout tvar snadný na výrobu a zároveň, aby se docílilo, co nejnižšího maximálního napětí.

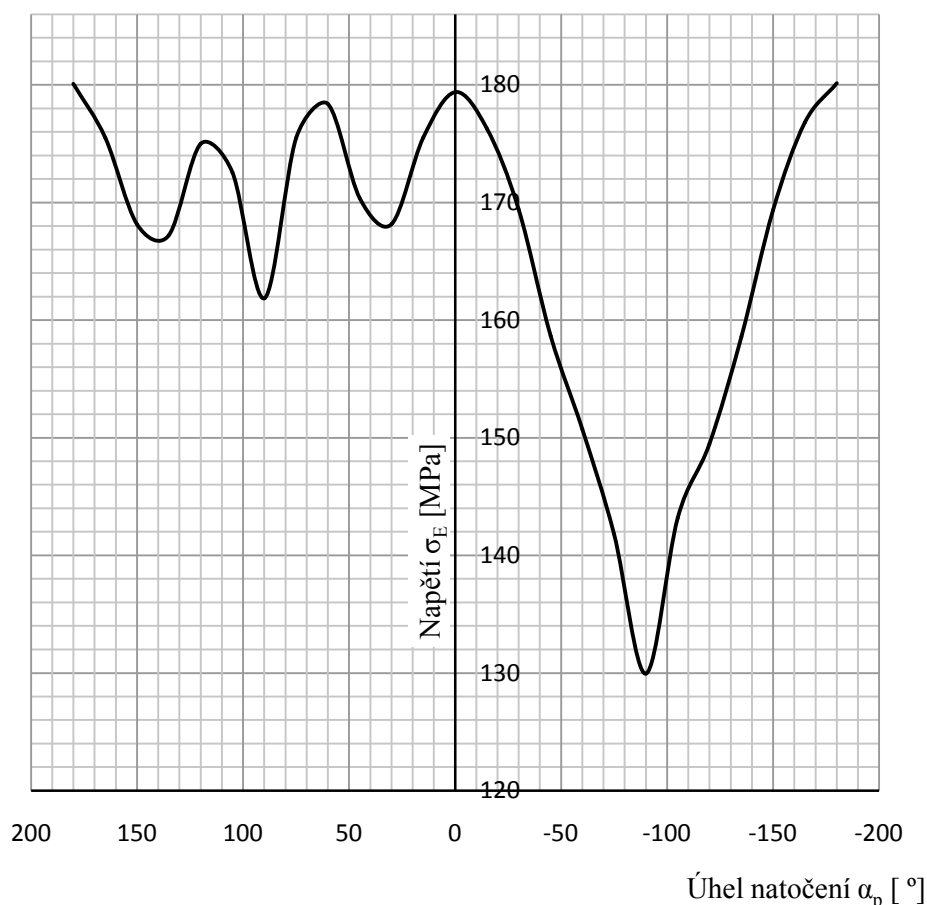


Obr. 4.4 - Analýza napětí varianty C

Zaoblený přechod svislé a vodorovné části nosného ramene je nahrazen rovným plechem pro usnadnění výroby. Vzhledem k snadnější výrobě a přijatelnému napětí je tato varianta vhodným řešením pro nosné rameno.

4.2 Určení maximálního napětí

Maximální napětí je nutné určit v závislosti na úhlu natočení nosného ramene (vstupní parametr počátečního experimentu $\alpha_p \neq konst.$). Pro zvolenou variantu řešení (varianta C) je určen průběh změny napětí v závislosti na změně úhlu natočení nosného ramene (viz graf 4.2).



Graf 4.2 – Závislost napětí na úhlu natočení

Nejvyšší napětí bylo zjištěno při úhlu natočení $\alpha_p = 0^\circ$ a $\alpha_p = \pm 180^\circ$. Přesná hodnota maximálního napětí pro vstupní hodnoty počátečního experimentu $\sigma_{Emax} = 180,14 \text{ MPa}$. Průběh napětí na straně záporného úhlu natočení je způsoben odsazením síly v ose x.

4.3 Určení tloušťky ocelových plechů

Na hodnotě tloušťky ocelových plechů nosného ramene závisí konečná velikost napětí. Určení tloušťky ocelových plechů je proto vhodné navrhovat dle dovoleného napětí, které se určí dle základního vztahu z meze kluzu materiálu:

$$\sigma_{dE} = \frac{R_e}{k_{ssv}} \quad (4.1)$$

Základní vztah (4.1) pro výpočet dovoleného napětí je nutné modifikovat z důvodu svaru, který se nachází v místě s největší koncentrací napětí (viz. Obr. 4.4.). Vztah se upraví pomocí součinitele α_{\perp} , který převádí pevnost svaru na pevnost v tahu materiálu svařovaných součástí. Tento součinitel je určen dle tab. 4.2.

$$\sigma_{dE} = \frac{R_e}{k_{ssv}} \cdot \alpha_{\perp} = \frac{355}{1,6} \cdot 0,85 = 188,6 \text{ MPa} \quad (4.2)$$

Kde mez kluzu materiálu je volena dle vhodných ocelových plechů určených z katalogu prodejce [14]. Materiál těchto plechů je Ruukki Laser 355 MC, jehož mez kluzu je dle [15] $R_e = 355 \text{ MPa}$. Statická bezpečnost pro svary se běžně volí $k_{ssv} \geq 1,5$ dle [2].

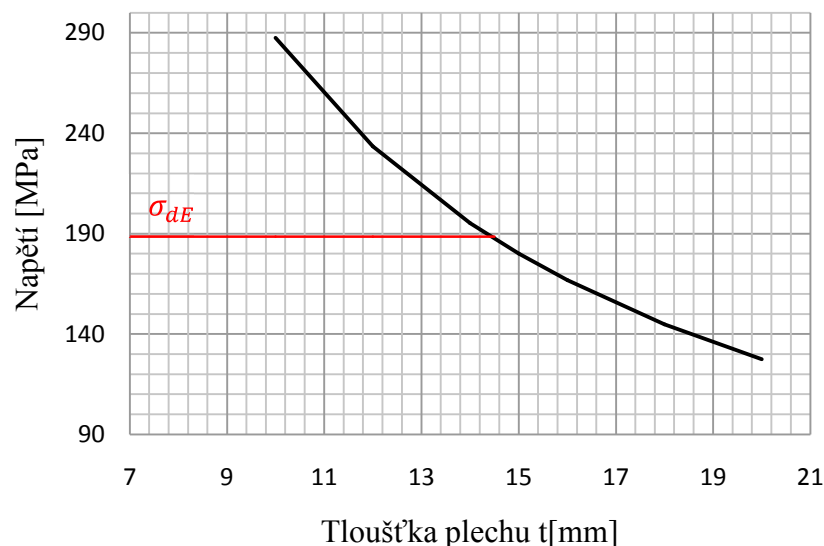
Tab. 4.2 – Velikost převodních součinitelů dle [8]

Namáhání	Převodní součinitel tupého svaru			
tlak	α_{\perp}	1,0		
tah		0,85	0,80 ¹⁾	0,9 ²⁾
smyk	α_{τ}	0,7		

¹⁾ platí pouze pro odporové svařování

²⁾ zvýšené dovolené napětí svaru platí za předpokladu řádně provařeného kořenu svaru a kontroly svaru prozářením nebo jinou rovnocennou defektoskopickou metodou

Dle metody konečných prvků se určil průběh napětí pro úhel natočení zvolené varianty nosného ramene $\alpha_p = 180^\circ$ v závislosti na vyráběných tloušťkách ocelových plechů. Tento průběh je znázorněn v grafu 4.3.



Graf 4.3 – Závislost napětí na tloušťce plechu

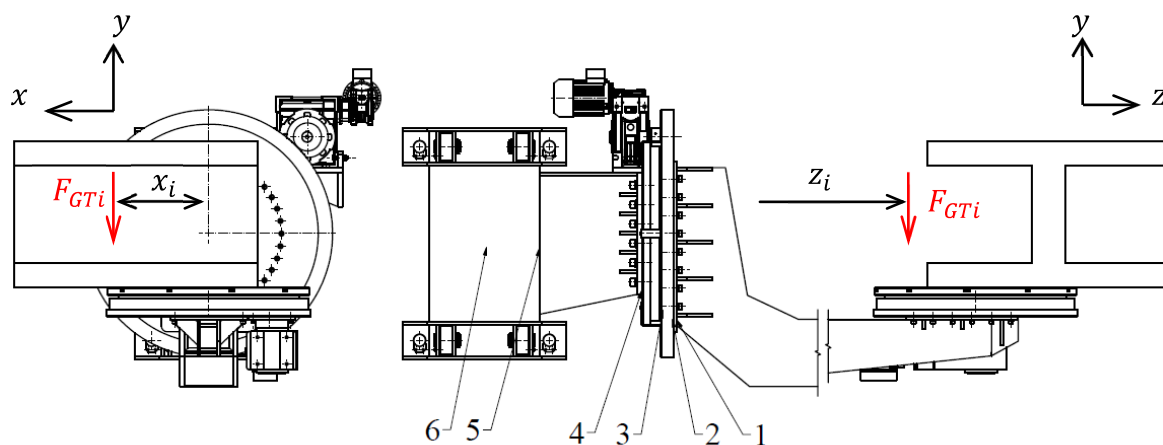
Hodnota dovoleného napětí představuje hranici pro návrh tloušťky ocelových plechů. Z grafu vyplývá, že minimální tloušťka plechu je $t_{min} \geq 14,4 \text{ mm}$.

Volba tloušťky ocelových plechů je závislá na mnoha faktorech. Jedním z hlavních aspektů je hmotnost nosného ramene. S rostoucí tloušťkou zákonitě roste i celková hmotnost. Od hmotnosti se dále odvíjí i zatížení jednotlivých částí svařovacího polohovadla. Dalším neméně důležitým faktorem je pořizovací cena ocelových plechů. Přes uvedené skutečnosti zůstává nejdůležitějším hlediskem bezpečnost stroje. Při chodu stroje dochází k manipulaci s nadměrně těžkými tělesy a případná havárie může mít fatální následky na zdraví obsluhy. S ohledem na uvedené faktory je tloušťka ocelových plechů volena **$t = 18 \text{ mm}$** . Pro zvolenou tloušťku plechu je statická bezpečnost:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{Emax,t=18}} \cdot \alpha_{\perp} = \frac{355}{144,85} \cdot 0,85 = 2,08 \quad (4.3)$$

4.4 Vliv nosného ramene a břemene na zatížení stroje

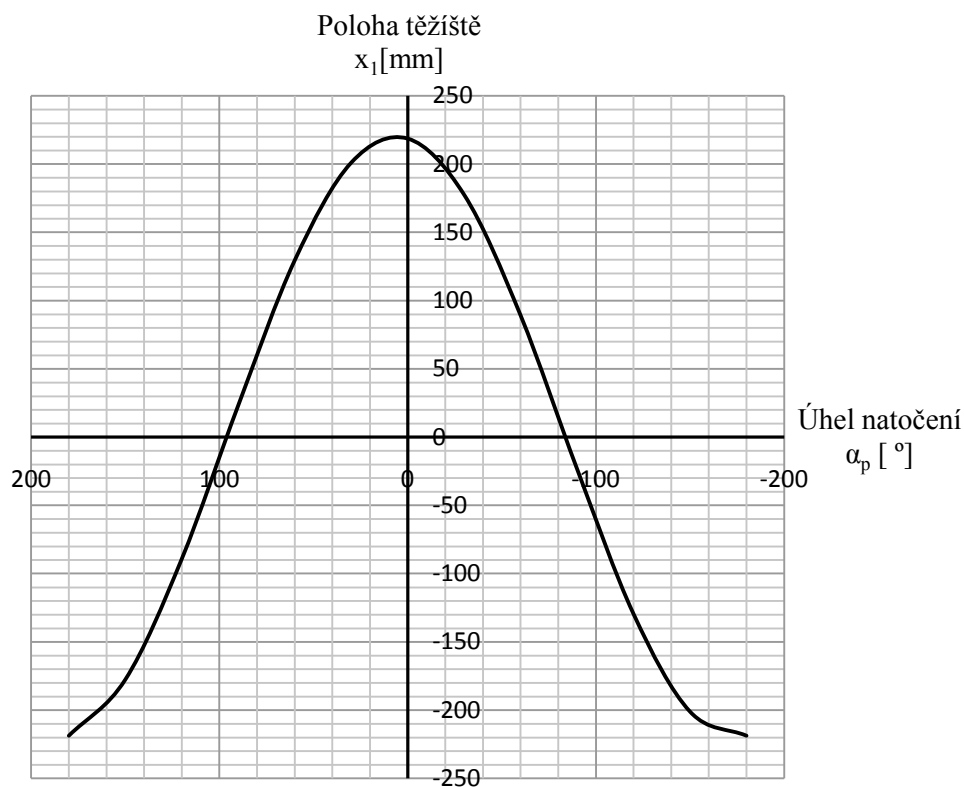
Pro determinaci jednotlivých zatěžujících účinků je nutné určit těžiště zvoleného nosného ramene v závislosti na ostatních částech svařovacího polohovadla. Určení těžiště je provedeno pomocí programu Autodesk Inventor 2010 na upraveném modelu nosného ramene (virtuální model). Virtuální model se skládá z nosného ramene, otočného stolu, mechanismu otáčení nosného ramene vzhledem k vertikální ose, pojízdného kozlíku a břemene posunutého od středu otočného stolu dle podmínek počátečního experimentu. Virtuální model je zobrazen na obr. 4.5.



Obr. 4.5 – Virtuální model

Body znázorněné na obr. 4.5 symbolizují místa, kde dochází ke spojení částí svařovacího polohovadla. Poloha těžiště vztažená k těmto bodům, hmotnost dané části stroje m_i a vypočtené zatěžující účinky pro kritickou hodnotu úhlu natočení nosného ramene jsou uvedeny v tab. 4.3.

Z důvodů otáčení ramene vzhledem k vertikální ose dochází při různých úhlech natočení ke změně polohy těžiště v ose „x“. Závislost polohy těžiště v ose „x“ je znázorněna na grafu 4.4. Z této závislosti vyplývá, že největší vzdálenosti od středu dosahuje těžiště při úhlu natočení nosného ramene $\alpha_p = 0^\circ$ a $\alpha_p = \pm 180^\circ$. Poloha těžiště v ose „z“ k danému bodu zůstává konstantní.



Graf 4.4 – Závislost polohy těžiště na úhlu natočení nosného ramene

Tabula. 4.3 – Poloha těžiště a vypočtené zatěžující účinky

Bod	Hmotnost [kg]	Tíhová síla [N]	Poloha těžiště [mm]		Zatěžující moment [N · mm]	
	m_i	F_{GTi}	z_{Ti}	x_{Ti}	M_{zi}	M_{xi}
1	2670	26183,6	2035,2	221,7	53288907,5	5804908,9
2	2705	26526,6	2025,7	218,7	53735446,1	5801422,7
3	2955	28978,5	1884,8	199,23	54618682,5	5773387,2
4	3098	30380,8	1881	190,2	57146372,8	5778437,1
5	3270	32068,6	2193,1	172,3	70327414,1	5525244,4
6	3270	32068,6	2242,5	159,1	71911552,6	5101952,3

Příklad výpočtu tíhové síly působící v těžišti pro bod 1

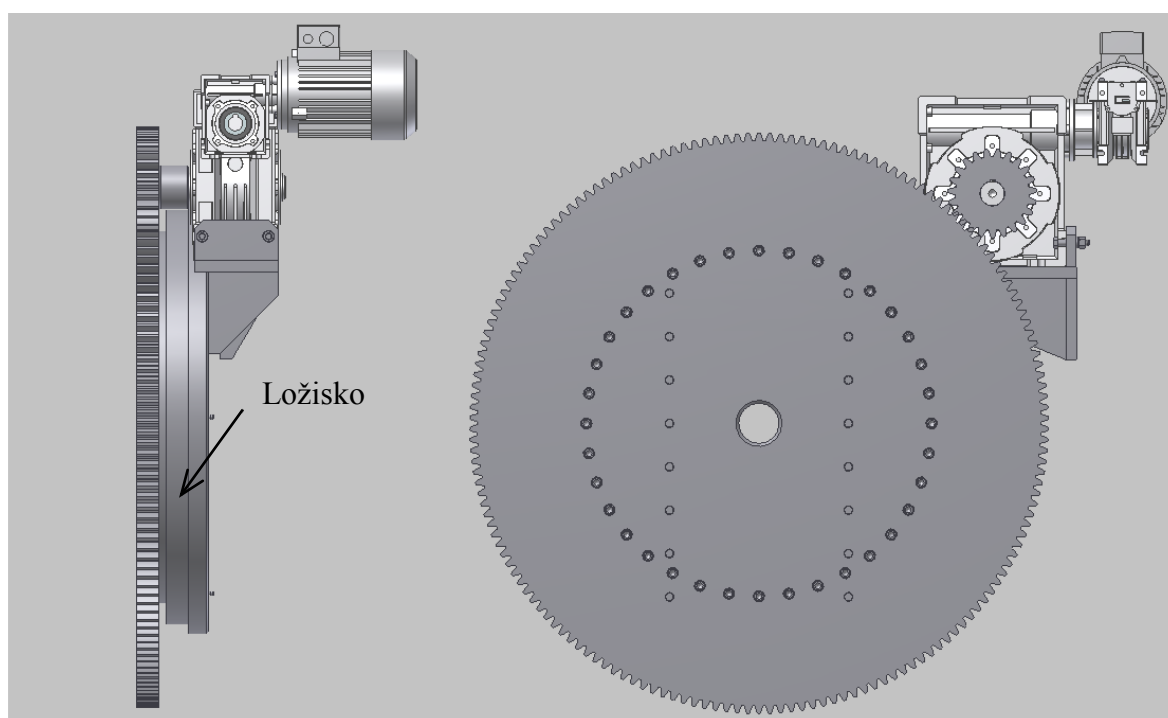
$$F_{GT1} = m_1 \cdot g = 2670 \cdot 9,8066 = 26183,6 \text{ N} \quad (4.4)$$

a dále moment od této síly na rameni z

$$M_{z1} = F_{GT1} \cdot z_1 = 26183,6 \cdot 2035,2 = 53288907,5 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.5)$$

4.5 Návrh mechanismu otáčení nosného ramene vzhledem k vertikální ose

Otáčení nosného ramene vzhledem k vertikální ose je provedeno pomocí ozubeného soukolí s přímými zuby. K ozubenému kolu je pomocí šroubového spojení upevněno nosné rameno. Ozubené kolo je uloženo na speciálním ložisku - slewing bearing (ložisko pro otoče, dále jen ložisko). Mechanismus je poháněn pomocí elektromotoru se šnekovou převodovkou. Pracovní otáčky nosného ramene jsou dle kapitoly 3 voleny $n_v = 0,8 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Dovolená odchylka této hodnoty je $\pm 4\%$.



Obr. 4.6 – Mechanismu otáčení nosného ramene

Poznámka: Pro zamezení vniku nečistot do ústrojí mechanismu a zajištění bezpečnosti práce je na soukolí umístěn kryt (z důvodu přehlednosti není na obr. 4.6 zobrazen)

4.5.1 Návrh ozubených kol

Volba parametrů ozubených kol je provedena v závislosti na velikosti nosného ramene a zvolených pracovních otáček. Těch je možné docílit použitím soukolí s vyšším převodovým poměrem. Volené parametry soukolí jsou uvedeny v tab. 4.4 a podrobné parametry vypočítané pomocí programu „GEOMETRIE“ v příloze.

Tab. 4.4 – Základní parametry soukolí

Počet zubů	Pastorku z_1	23
	Kola z_2	166
Společná šířka ozubení b [mm]		40
Modul m_n [mm]		6
Převodový poměr $i_{1,2}$		7,217

Pevnostní výpočet soukolí je proveden pomocí zjednodušeného výpočtu programu „ČSNw“ viz obr. 4.7 pro volené parametry soukolí a zatížení od momentu M_{x3} . Součinitelé bezpečnosti dle [7]:

- v ohybu $S_{Fmin} = 1,1 \div 1,2$ (bez určení pravděpodobnosti poškození)
- v dotyku $S_{Hmin} = 1,2 \div 1,4$ (pro mez únavy stanovenou pro pravděpodobnost poškození 1 %)

Obr. 4.7 – Pevnostní kontrola

Vyhodnocení výsledků součinitelů bezpečnosti:

- $S_{F1} = 3,08, S_{F1} = 3,079 > S_{Fmin}$ \Rightarrow **vyhovuje**
- $S_{H1,2} = 1,415 > S_{Hmin}$ \Rightarrow **vyhovuje**

4.5.2 Návrh pohonu

Potřebný výkon elektromotoru pro pohon mechanismu otáčení ramene se určí dle momentu M_{x3} , který má tendenci natáčet nosné rameno ve směru jeho působení. Tento moment se v ozubeném kole projevuje jako krouticí moment M_{k2} .

Krouticí moment na pastorku M_{k1} se určí ze vztahu pro převodový poměr

$$i_{1,2} = \frac{M_{k2}}{M_{k1}} \Rightarrow M_{k1} = \frac{M_{k2}}{i_{1,2}} \quad (4.6)$$

Do výpočtu je nutno zahrnout účinnost převodu a ložiska. Pak výsledný vztah je

$$M_{k1} = \frac{M_{k2}}{i_{1,2} \cdot \eta_P \cdot \eta_L} = \frac{5773387,2}{7,217 \cdot 0,98 \cdot 0,999} = 817113,6 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.7)$$

Hodnoty účinností válivého ložiska na jednu hřídel η_L a převodu ozubenými koly s přímými zuby η_P jsou voleny dle [4].

Určení otáček pastorku z převodového poměru

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_1 = i_{1,2} \cdot n_v = i_{1,2} \cdot n_2 = 7,217 \cdot 0,8 = 5,774 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.8)$$

Pak potřebný výkon elektromotoru je

$$\begin{aligned} P' &= M_{k1} \cdot \omega \cdot \eta_{př} = M_{k1} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_1}{60} \cdot \eta_{př} \\ P' &= 817,1136 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{5,774}{60} \cdot 0,7 = 345,85 \text{ W} \end{aligned} \quad (4.9)$$

Kde účinnost šnekové převodovky $\eta_{př}$ je volena dle [5].

Podle vypočteného výkonu je elektromotor volen Siemens 1LF7083-4AB s přírubovým provedením B14. Základní parametry elektromotoru dle katalogu [16] jsou:

- jmenovitý výkon $P_{jmen} = 0,75 \text{ kW}$
- otáčky při jmenovitém výkonu $n_{jmen} = 1405 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

Následovně je nutné zvolit šnekovou převodovku s vhodným převodovým poměrem pro dosažení zvolených otáček $n_v = 0,8 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ a určit jejich možnou odchylku. Převodovka je volena dle [17] CMM 050-110 U250 80 B14 US2 SZDX s převodovým poměrem $i_{př} = 250$.

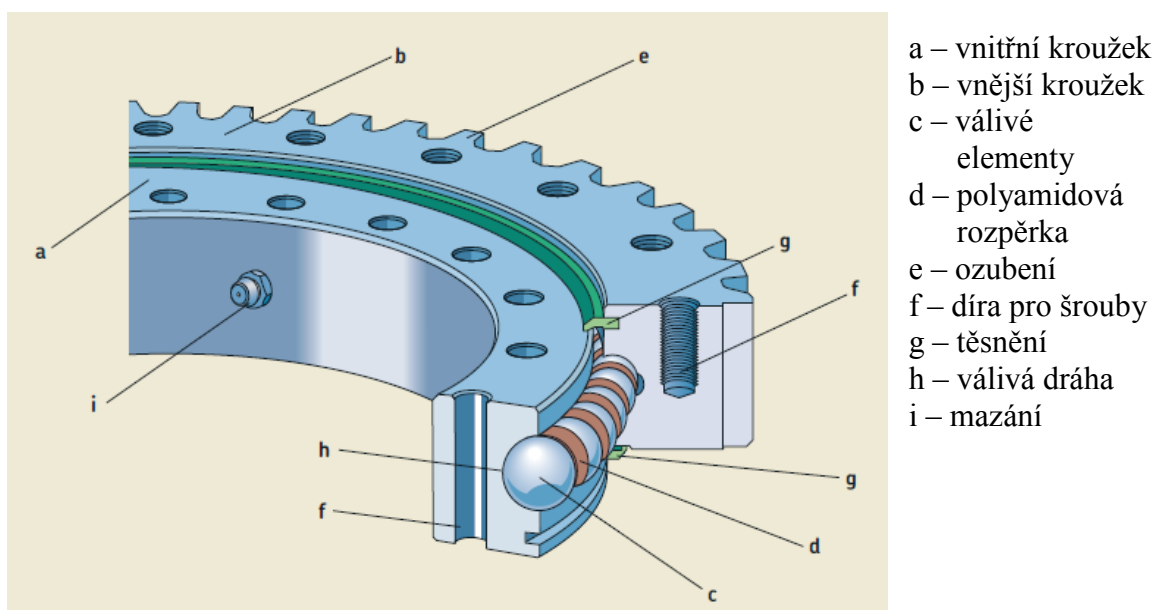
Určení skutečných pracovních otáček nosného ramene:

$$n_{vskut} = \frac{n_{jmen}}{i_{př} \cdot i_{1,2}} = \frac{1405}{250 \cdot 7,217} = 0,78 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.10)$$

Vypočtená hodnota otáček nosného ramene je o 2,5 % nižší než zvolená. Odchylka se pohybuje v dovolených mezích (odchylka $\pm 4\%$) a výkon elektromotoru $P_{jmen} > P' \Rightarrow$ navržený pohon **vyhovuje**.

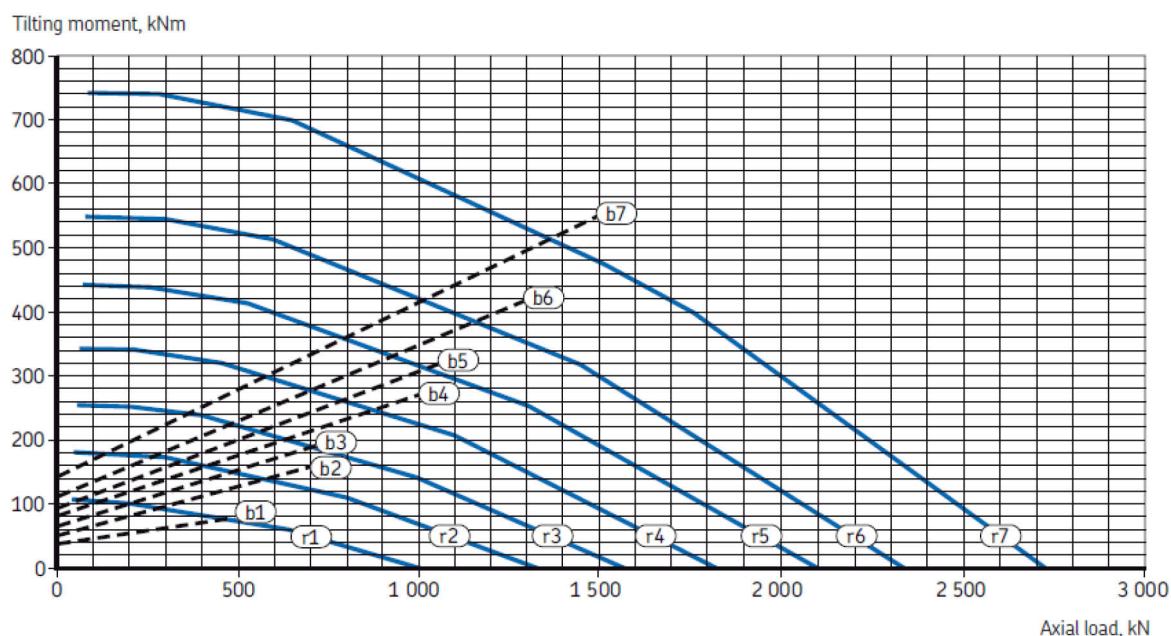
4.5.3 Návrh ložiska

Ložiska pro otoče se dají popsat jako velkorozměrová válivá ložiska, která mohou být zatížena axiálně, radiálně, přídatným momentem nebo jejich kombinací v jakémkoliv směru. Mohou přenášet jak kývavý, tak i rotační pohyb. Ložiska mohou být s ozubením nebo bez ozubení. Bližší informace viz katalog výrobce [18].



Obr. 4.8 – Ložisko pro otoče [18]

Návrhový výpočet pro ložisko je proveden dle katalogu [18]. Jedná se o výpočet založený na porovnávání hodnot statických limitních diagramů a působících silových účinků na ložisko. Dle katalogu je voleno Ložisko RKS.060.20.0644.



Graf 4.5 – Statický limitní diagram pro ložisko RKS.060.20.0644 dle [18]

Na ložisko působí radiální síla F_{GT3} , jež způsobuje zatížení ložiska klopným momentem. Pak pro klopný moment (Tilting moment) platí

$$M_t = M_{z3} \quad (4.11)$$

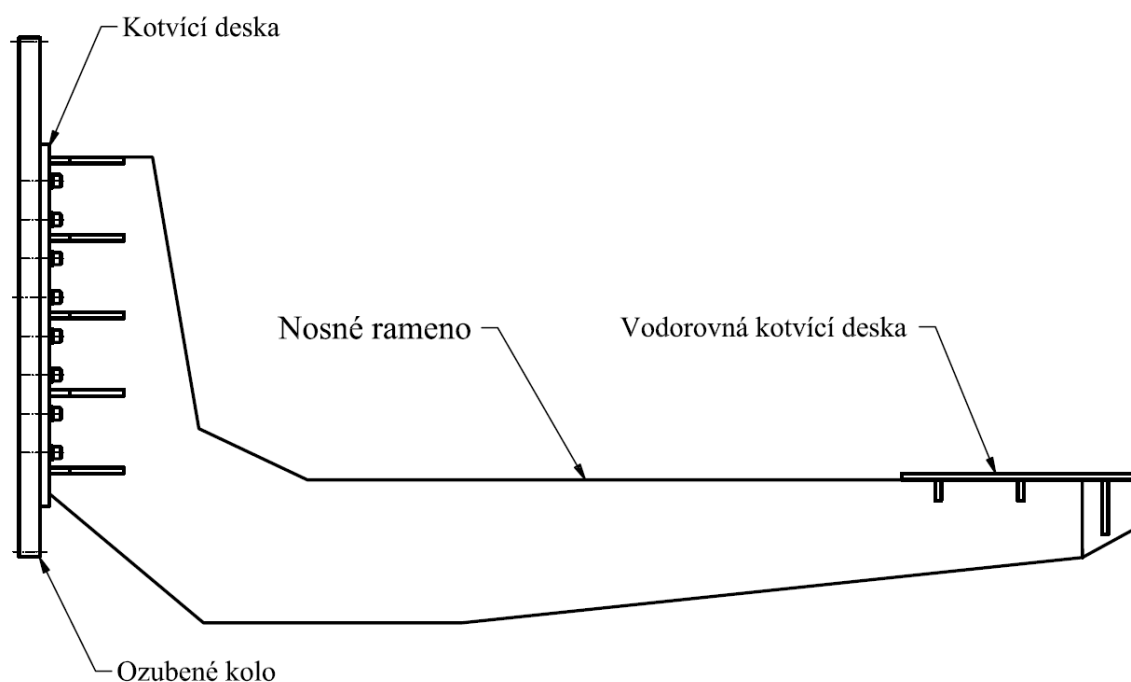
Při návrhu ložiska pomocí statických limitních diagramů je nutné zahrnout do výpočtu klopného momentu součinitel zatížení f_L . Tento součinitel závisí na typu stroje, pro který je ložisko použito. Součinitel zatížení pro svařovací polohovadla je volen dle [18] $f_L = 1,15$. Jmenovitý klopný moment se pak určí ze vztahu:

$$M_{tr} = M_t \cdot f_L = 54618682,5 \cdot 1,15 = 62,811 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (4.12)$$

Ze statického limitního diagramu (graf 4.5) vyplývá dovolený klopný moment pro zvolené ložisko (omezující křivky b3 a r3) $M_{trdov} = 64 \text{ kN} \cdot \text{m}$. Určený klopný moment je menší než dovolený => navržené ložisko **vyhovuje**.

5 NÁVRH PŘIPOJOVACÍCH PRVKŮ NOSNÉHO RAMENE

Nosné rameno je pomocí šroubového a svařovaného spojení upevněno k ostatním dílům stroje. Tyto spoje jsou složitě namáhány. Jednotlivé složky tohoto namáhání jsou určeny v kapitole 4.4. Do výpočtu se musí zohlednit otáčení nosného ramene vzhledem k vertikální ose. Výpočet bude proveden pro dva kritické úhly natočení $\alpha_p = 0^\circ$ a $\alpha_p = 90^\circ$.



Obr. 5.1 – Rozložení připojovacích prvků

V oblasti kotvící desky působí největší silové účinky na připojovací elementy. Z tohoto důvodu se návrhové a pevnostní výpočty budou vztahovat pouze k této části a zbylé části budou navrženy v návaznosti na tyto výpočty.

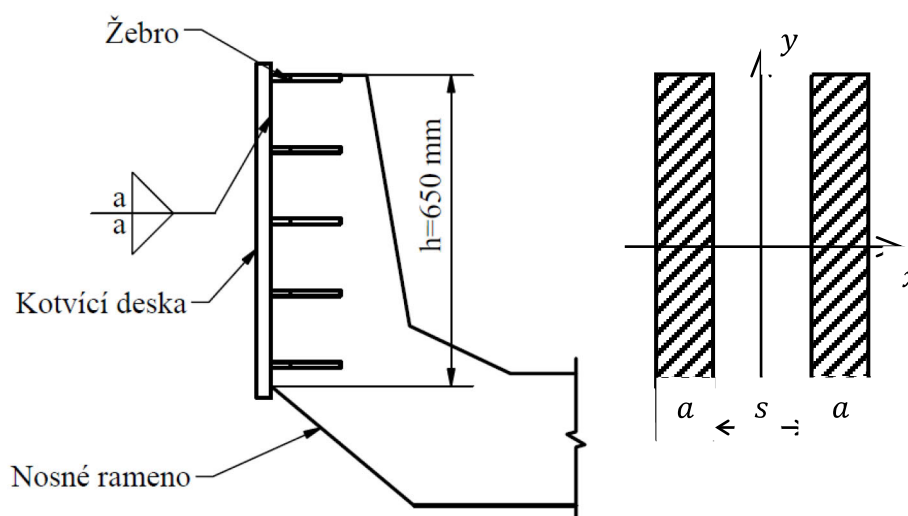
5.1 Pevnostní kontrola svarů kotvící desky

Kotvící deska je přivařena k nosnému rameni pomocí koutových svarů. Tyto svary jsou namáhány tíhovou silou F_{GT1} a dvojicí momentů M_{x1} a M_{z1} od působení této síly. Poloha nosného průřezu svarů je závislá na úhlu natočení nosného ramene α_p . Pevnostní výpočet koutových svarů je počítán zjednodušeně pouze na smyk. Výskyt „koncových kráterů“ je zanedbán, do výpočtu je zahrnuta celková délka (výška) svaru.

V závislosti na tloušťce spojovaných materiálů a zatěžujících účinků jsou parametry svaru předběžně voleny:

- velikost nosného svaru $a = 10 \text{ mm}$ ($z = 1,41 \cdot a = 1,41 \cdot 10 = 14,1 \text{ mm}$)
- délka svarů $h = 650 \text{ mm}$
- vzdálenost mezi svary $s = 238 \text{ mm}$

Úhel natočení nosného ramene $\alpha_p = 0^\circ$



Obr. 5.2 – Rozvržení spojovaných dílů a průřez svaru pro $\alpha_p = 0^\circ$

Smykové napětí od tíhové síly F_{GT1} se určí jako

$$\tau_{\parallel 1(0^\circ)} = \frac{F}{S_{sv}} = \frac{F_{GT1}}{2 \cdot h \cdot a} = \frac{26183,6}{2 \cdot 650 \cdot 10} = 2,01 \text{ MPa} \quad (5.1)$$

a od momentu M_{z1} , který se projevuje jako ohybový moment

$$\begin{aligned} \tau_{\perp 2(0^\circ)} &= \frac{M_{z1}}{W_{osx}} = \frac{M_{z1}}{2 \cdot \frac{J_x}{e_1}} = \frac{M_{z1}}{2 \cdot \frac{\frac{1}{12} \cdot h^3 \cdot a}{\frac{h}{2}}} = \frac{M_{z1}}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot h^2 \cdot a} = \\ &= \frac{53288907,5}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot 650^2 \cdot 10} = 37,8 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (5.2)$$

Kvadratický moment setrvačnosti k ose „x“ je určen dle [6] pro obdélníkový průřez a e_1 určuje vzdálenost od středu osy „x“ k nejvzdálenějšímu vláknu průřezu.

Moment M_{x1} namáhá svar na krut. Poté se smykové napětí určí ze vztahu

$$\begin{aligned}\tau_{\parallel 3(0^\circ)} &= \frac{M_{x1}}{W_k} = \frac{M_{x1}}{\frac{2 \cdot a \cdot h \cdot \left[\frac{1}{6} \cdot h^2 + \left(\frac{s+a}{2} \right)^2 \right]}{\frac{h}{2}}} = \frac{M_{x1}}{4 \cdot a \cdot \left[\frac{1}{6} \cdot h^2 + \left(\frac{s+a}{2} \right)^2 \right]} = \\ &= \frac{5804908,9}{4 \cdot 10 \cdot \left[\frac{1}{6} \cdot 650^2 + \left(\frac{238+10}{2} \right)^2 \right]} = 1,69 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (5.3)$$

Průřezový modul v krutu se vypočítá jako

$$W_k = \frac{J_p}{e_1} = \frac{2 \cdot a \cdot h \cdot \left[\frac{1}{6} \cdot h^2 + \left(\frac{s+a}{2} \right)^2 \right]}{\frac{h}{2}} \quad (5.4)$$

Kde polární moment setrvačnosti se určí ze vztahu

$$J_p = J_x + J_y = 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot h^3 \cdot a + 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot h^3 \cdot a + \left(\frac{s+a}{2} \right)^2 \cdot a \cdot h \right] \quad (5.5)$$

Kvadratický moment setrvačnosti vzhledem:

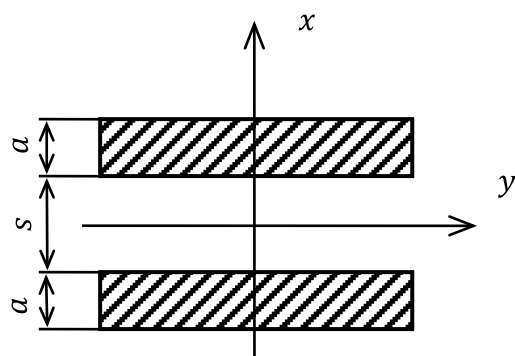
- k ose x viz (5.2)
- k ose y dle Steinerovy věty:

$$J_y = 2 \cdot [J_y' + b^2 \cdot S] = 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot h^3 \cdot a + \left(\frac{s+a}{2} \right)^2 \cdot a \cdot h \right] \quad (5.6)$$

Hodnota b vyjadřuje vzdálenost posunuté rovnoběžné osy k centrální ose a S je plocha obrazce.

Úhel natočení nosného ramene $\alpha_p = 90^\circ$

Pevnostní výpočet svarů pro $\alpha_p = 90^\circ$ je proveden obdobně jako u předcházejícího úhlu natočení nosného ramene. Nosný průřez svaru je zobrazen na obr. 5.3. Vliv změny polohy těžiště v ose „x“ je zanedbán.



Obr. 5.3 - Průřez svaru pro $\alpha_p = 90^\circ$

Pak jednotlivé smykové napětí jsou

$$\tau_{\parallel 1(90^\circ)} = \tau_{\parallel 1(0^\circ)} = 2,01 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned} \tau_{\perp 2(90^\circ)} &= \frac{M_{z1}}{W_{osx}} = \frac{M_{z1}}{\frac{J_y}{e_2}} = \frac{M_{z1}}{2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot h^3 \cdot a + \left(\frac{s+a}{2} \right)^2 \cdot a \cdot h \right]} = \\ &= \frac{53288907,5}{2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot 650^3 \cdot 10 + \left(\frac{238+10}{2} \right)^2 \cdot 10 \cdot 650 \right]} = 10,4 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau_{\parallel 3(90^\circ)} &= \frac{M_{x1}}{W_k} = \frac{M_{x1}}{\frac{J_p}{e_2}} = \frac{M_{x1}}{2 \cdot a \cdot h \cdot \left[\frac{1}{6} \cdot h^2 + \left(\frac{s+a}{2} \right)^2 \right]} = \\ &= \frac{5804908,9}{2 \cdot 10 \cdot 650 \cdot \left[\frac{1}{6} \cdot 650^2 + \left(\frac{238+10}{2} \right)^2 \right]} = 1,14 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Tab. 5.1 – Hodnoty smykového napětí v závislosti na α_p

Uhel natočení nosného ramene α_p	Smykové napětí [MPa]		
	$\tau_{\parallel 1}$	$\tau_{\perp 2}$	$\tau_{\parallel 3}$
0 °	2,01	37,8	1,69
90 °	2,01	10,4	1,14

Z tab. 5.1 vyplývá, že jednotlivá smyková napětí dosahují vyšších hodnot při úhlu natočení nosného ramene $\alpha_p = 0^\circ$. Redukované napětí pro kombinaci těchto napětí se určí dle [2] ze vztahu

$$\begin{aligned}\sigma_{red} &= \sqrt{\left(\frac{\sum \tau_{\perp i}}{\alpha_{\tau\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\sum \tau_{\parallel i}}{\alpha_{\tau\parallel}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp 2(0^\circ)}}{\alpha_{\tau\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel 1(0^\circ)} + \tau_{\parallel 3(0^\circ)}}{\alpha_{\tau\parallel}}\right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{37,8}{0,9}\right)^2 + \left(\frac{2,01 + 1,69}{0,8}\right)^2} = 42,25 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (5.7)$$

Pak statická bezpečnost svarů je

$$k_{ssv} = \frac{\beta \cdot R_e}{\sigma_{red}} = \frac{1 \cdot 355}{42,25} = 8,4 \quad (5.8)$$

Hodnoty převodních součinitelů $\alpha_{\tau\perp}$ a $\alpha_{\tau\parallel}$ viz tab. 5.2. Součinitel tloušťky koutového svaru je určen dle [2] pro $z \geq 10 \text{ mm}$. Součinitel statické bezpečnosti $k_{ssv} \geq 1,5$ viz vztah (4.1). Podmínka je splněna, svarový spoj **vyhovuje**.

Tab. 5.2 – Velikost převodních součinitelů dle [8]

Koutový svar				
čelní	$\alpha_{\tau\perp}$	0,75 ¹⁾	0,90 ²⁾	1,0 ³⁾
boční	$\alpha_{\tau\parallel}$	0,65 ¹⁾	0,80 ²⁾	0,9 ³⁾

¹⁾ platí pro ruční svařování elektrickým obloukem s elektrodou o stejné pevnosti jako je základní materiál svařovaných částí

²⁾ platí pro ruční svařování elektrickým obloukem oceli o pevnosti 350 až 370 [MPa] elektrodou E 44.83, pro poloautomatické svařování pod tavidlem, pro poloautomatické a automatické svařování v ochranné atmosféře CO₂ a pro automatické svařování pod tavidlem pro velikost svaru $z > 12 \text{ [mm]}$

³⁾ platí pro automatické svařování pod tavidlem u jednovrstvých svarů o velikosti $z \leq 12 \text{ [mm]}$

5.2 Návrh a pevnostní kontrola šroubového spojení

Kotvící deska je pomocí šroubového spojení se závrtnými šrouby (dle konstrukčního řešení jsou voleny dvě řady šroubů po osmi šroubech) připevněna k ozubenému kolu. Šroubové spojení je namáháno provozní silou kolmou na osu šroubu $F_P^\perp = F_{GT2}$ a dále momenty M_{z2} a M_{x2} od působení této síly.

5.2.1 Určení osově síly na jeden šroub

Jednotlivé složky namáhání způsobují vznik osově síly ve šroubu. Celková osová síla se pak určí ze vztahu:

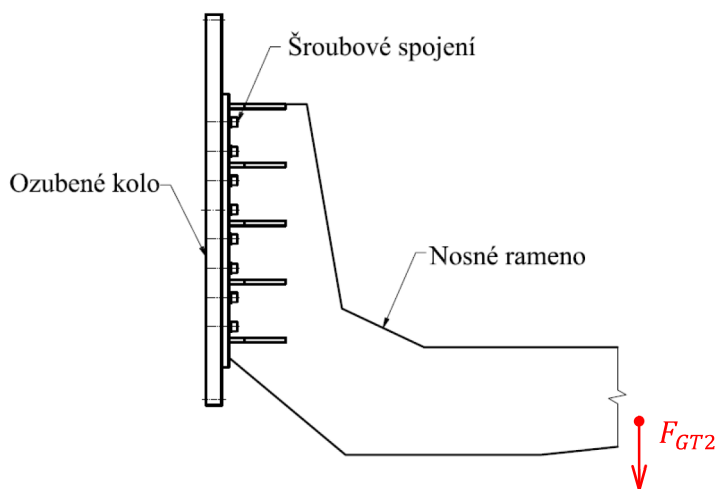
$$F_o = F_{o1} + F_{o2} + F_{o3} = 4627 + 18943,8 + 3381 = 26952 \text{ N} \quad (5.9)$$

Kde jednotlivé síly jsou funkcemi:

- $F_{o1} = f(F_{GT2})$
- $F_{o2} = f(M_{z2})$
- $F_{o3} = f(M_{x2})$

Osová síla od příčné síly F_{GT2}

Šroub je namáhán osovou silou F_{o1} od působení příčné provozní síly F_{GT2} , jež vzniká v důsledku předpětí od utažení šroubu. Tato síla vyvolává mezi spojovanými částmi tření, jež zamezuje jejich pohybu. Vztah pro výpočet osově síly dle [3] je určen z podmínky přenosu příčné provozní síly F_{GT2} třením.



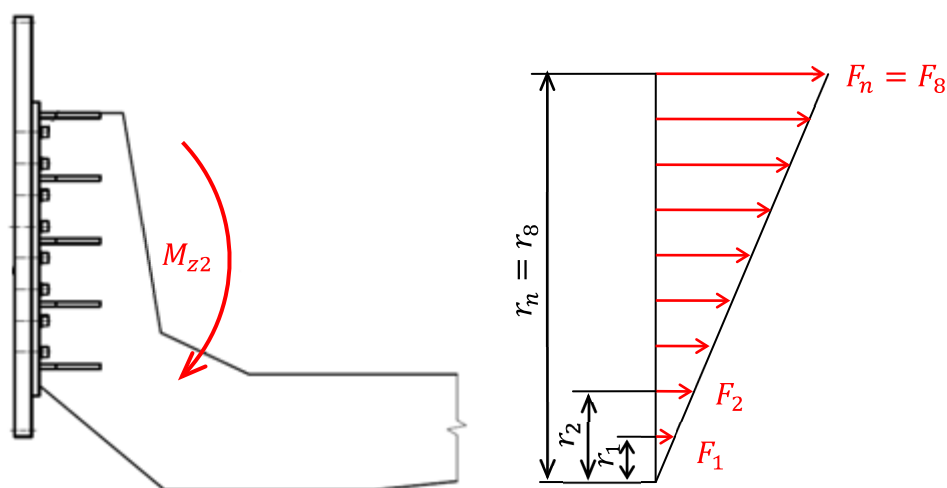
Obr. 5.4 – Zatížení šroubového spojení příčnou silou

$$F_{o1} = \frac{k \cdot F_p^\perp}{f \cdot i} = \frac{k \cdot F_{GT2}}{f \cdot i} = \frac{1,3 \cdot 26526,6}{0,45 \cdot 16} = 4627 \text{ N} \quad (5.10)$$

Kde bezpečnost proti prokluzu spojovaných částí dle [2] je volena $k > 1,3$. Součinitel smykového tření je možné vhodnou úpravou stykových ploch zvýšit. V tomto případě je volena úprava ploch vyžiháním otevřeným plamenem, pro který je uváděn součinitel smykového tření $f = 0,45$ až $0,75$ viz [3].

Osová síla od příčné síly M_{z2}

Pro určení osová síly F_{o2} od momentu M_{z2} se vychází z předpokladu pružného rozložení sil na jednotlivých šroubech, kdy jsou namáhány dvě řady po osmi šroubech. Při výpočtu maximální tahové síly v horní řadě šroubů je nutné zohlednit rotaci nosného ramene vzhledem k vertikální ose.



Obr. 5.5 – Rozložení sil od momentu M_{z2} na jednotlivé šrouby při $\alpha_p = 0^\circ$

Dle rozložení sil na obr. 5.5 se maximální osová síla na jeden šroub v horní řadě určí ze vztahu pro výpočet momentu:

$$M_{z2} = \sum_{i=1}^n F_i \cdot r_i \quad (5.11)$$

Pro dvě řady šroubů dále platí

$$M_{z2} = 2 \cdot \sum_{i=1}^n F_i \cdot r_i \quad (5.12)$$

Dosazením do obecného vztahu se určí rovnice

$$M_{z2} = 2 \cdot (F_1 \cdot r_1 + F_2 \cdot r_2 + F_3 \cdot r_3 + F_4 \cdot r_4 + F_5 \cdot r_5 + F_6 \cdot r_6 + F_7 \cdot r_7 + F_8 \cdot r_8) \quad (5.13)$$

Z podobnosti trojúhelníků se určí jednotlivé síly v závislosti na síle v horní řadě F_8 . Příklad výpočtu pro sílu F_1 :

$$\frac{F_1}{r_1} = \frac{F_8}{r_8} \Rightarrow F_1 = \frac{F_8 \cdot r_1}{r_8} \quad (5.14)$$

Pak pro jednotlivé síly F_i v závislosti na hledané síle F_x platí obecný vztah

$$F_i = \frac{F_x \cdot r_i}{r_x} \quad (5.15)$$

Dále jsou jednotlivé síly dosazeny do rovnice (5.13)

$$M_{z2} = 2 \cdot \left(\frac{F_8 \cdot r_1^2}{r_8} + \frac{F_8 \cdot r_2^2}{r_8} + \frac{F_8 \cdot r_3^2}{r_8} + \frac{F_8 \cdot r_4^2}{r_8} + \frac{F_8 \cdot r_5^2}{r_8} + \frac{F_8 \cdot r_6^2}{r_8} + \frac{F_8 \cdot r_7^2}{r_8} + F_8 \cdot r_8 \right) \quad (5.16)$$

Rovnice se poté upraví

$$M_{z2} = 2 \cdot \frac{F_8}{r_8} (r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 + r_4^2 + r_5^2 + r_6^2 + r_7^2 + r_8^2)$$

Vztah pro určení hledané síly se získá jejím vyjádřením

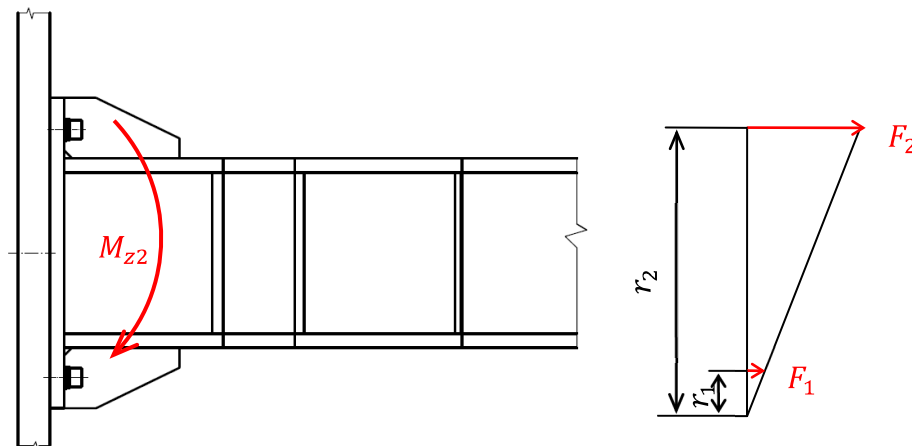
$$F_8 = \frac{M_{z2} \cdot r_8}{2 \cdot (r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 + r_4^2 + r_5^2 + r_6^2 + r_7^2 + r_8^2)} \quad (5.17)$$

$$F_8 = \frac{53735446,1 \cdot 629}{2 \cdot (104^2 + 179^2 + 254^2 + 329^2 + 404^2 + 479^2 + 554^2 + 629^2)} = 12892,5 \text{ N}$$

Obecně pro výpočet síly F_x v libovolném šroubu pro k -řad šroubů platí vztah

$$F_x = \frac{M \cdot r_x}{k \cdot \sum_{i=1}^n r_i^2} \quad (5.18)$$

V důsledku otočení nosného ramene dojde ke změně rozložení sil na jednotlivých šroubech. Druhou kritickou variantou je otočení ramene o $\alpha_p = 90^\circ$. Při tomto natočení dochází k namáhání osmi řad po dvou šroubech.



Obr. 5.6 – Rozložení sil pro $\alpha_p = 90^\circ$

Po dosazení do vztahu (5.18) se určí síla na jeden šroub v horní řadě

$$F_2 = \frac{M_{z2} \cdot r_2}{8 \cdot (r_1^2 + r_2^2)} = \frac{53735446,1 \cdot 350}{8 \cdot (40^2 + 350^2)} = 18943,8 \text{ N}$$

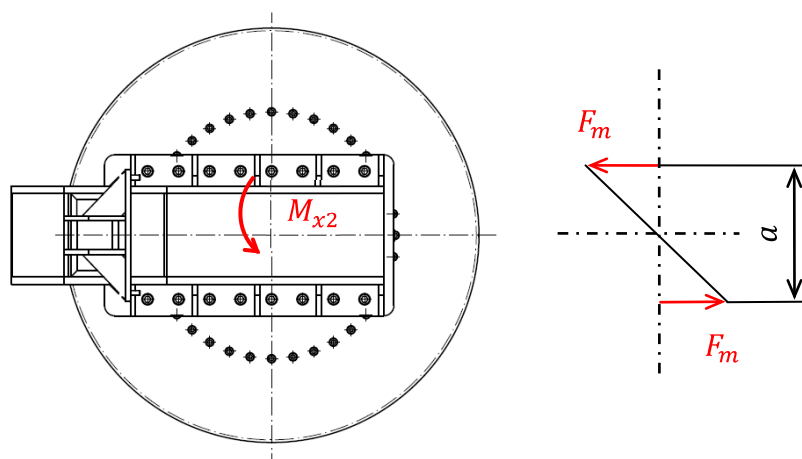
Tab. 5.3 – Určení osově síly

Úhel natočení $\alpha_p [^\circ]$	Síla na jeden šroub $F_x [N]$
0	12892,5
90	18943,8

Dle tab. 5.3 vyplývá, že největší hodnota síly na jeden šroub od působení momentu M_{z2} je při natočení nosného ramene o $\alpha_p = 90^\circ$. Pak osová síla ve šroubu $F_{o2} = F_2 = 18943,8 \text{ N}$

Osová síla od příčné síly M_{x2}

Moment M_{x2} způsobuje kroucení kotvící desky nosného ramene, jež je nutné zachytit osovou silou ve šroubu F_{o3} , která vyvolává mezi spojovanými částmi, obdobně jako u příčné provozní síly, tření a zabraňuje jejich pohybu. Vzhledem k nižší hodnotě rozteče mezi jednotlivými řadami šroubů bude vliv účinku momentu M_{x2} určen pouze pro $\alpha_p = 90^\circ$.



Obr. 5.7 – Vliv momentu M_{x2} na šroubové spojení

Dle obr. 5.7 se posouvající síla F_m od momentu M_{x2} určí z rovnice

$$F_m \cdot a = M_{x2} \Rightarrow F_m = \frac{M_{x2}}{a} \quad (5.19)$$

Osová síla F_{o3} se poté určí analogicky ze vztahu (5.10)

$$F_{o3} = \frac{k \cdot F_m}{f \cdot i} = \frac{k \cdot M_{x2}}{f \cdot i \cdot a} = \frac{1,3 \cdot 5801422,7}{0,45 \cdot 16 \cdot 310} = 3381 \text{ N} \quad (5.20)$$

5.2.2 Návrh šroubu

Návrh potřebné velikosti šroubů pro spojení nosného ramene s ozubeným kolem vychází z pevnostní podmínky pro namáhání v tahu.

$$\sigma_t \leq \sigma_{dt} \quad (5.21)$$

Dosazením jednotlivých vztahů do pevnostní podmínky a vyjádřením malého průměru závitu se získá vztah:

$$\frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \frac{R_e}{k_{s1}} \Rightarrow d_3' \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_o \cdot k_{s1}}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 26952 \cdot 3}{\pi \cdot 640}} = 12,683 \text{ mm} \quad (5.22)$$

Hodnota statické bezpečnosti je z důvodu složitého namáhání předběžně volena $k_{s1} = 3$. Dle vypočítaného malého průměru závitu (5.22) a velikosti spojovaných součástí je volen ŠROUB M16x90 ISO 4762 – 8.8.

Tab. 5.4 – Parametry zvoleného šroubu

Veličina:	Hodnota [mm]
d	16
d_2	14,701
d_3	13,546
d_1	13,835
P_H	2

5.2.3 Pevnostní kontrola

Šroub je současně namáhán na tah osovou silou F_o a na krut od utažení šroubu. Jednotlivá napětí jsou určena vzhledem k nebezpečnému průřezu šroubu.

Namáhání na tah od osově síly F_o se určí ze vztahu

$$\sigma_t = \frac{F_o}{S} = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{4 \cdot 26952}{\pi \cdot 13,546^2} = 187 \text{ MPa} \quad (5.23)$$

a smykové napětí od utažení šroubu

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{M_{tz}}{W_k} = \frac{F_o \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{26952 \cdot \operatorname{tg}(2,479 + 13) \cdot \frac{14,701}{2}}{\frac{\pi \cdot 13,546^3}{16}} \\ &= 112,4 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (5.24)$$

Kde úhel stoupání závitu

$$\psi = \operatorname{arctg} \cdot \frac{P_H}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \cdot \frac{2}{\pi \cdot 14,701} = 2,479^\circ \quad (5.25)$$

a redukovaný úhel tření

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \cdot \frac{f_{z1}}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \cdot \frac{0,2}{\cos \frac{60^\circ}{2}} = 13^\circ \quad (5.26)$$

Součinitel smykového tření na metrickém závitu f_{z1} je volen dle [2] pro nemazané šrouby bez povrchové úpravy.

Výpočet redukovaného napětí dle hypotézy HMM:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{187^2 + 3 \cdot 112,4^2} = 270 \text{ MPa} \quad (5.27)$$

Pak statická bezpečnost šroubového spoje je

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{640}{270} = 2,37 \quad (5.28)$$

Pro statickou bezpečnost šroubových spojů dle [2] platí $k_s \geq 1,5$. Tato podmínka je pro zvolené parametry šroubů splněna. Šroubový spoj **vyhovuje**.

Vzhledem k vysokému zatížení od přídavného ohybového momentu a s ohledem na riziko ohrožení zdraví obsluhy stroje je doporučeno volit návrhovou statickou bezpečnost $k_{s1} = 3$ až 4 viz (5.22).

5.2.4 Určení utahovacího momentu

Z důvodu zamezení samovolného povolení šroubů je nutné šroub utáhnout vhodným utahovacím momentem, který musí vyvolat ve šroubu vypočtenou osovou sílu F_o viz (5.9). Minimální utahovací moment se určí ze vztahu:

$$M_{umin} = M_{tz} + M_{ths} = 54862,8 + 27625,8 = 82489 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (5.29)$$

Kde moment tření v závitu se určí ze vztahu

$$\begin{aligned} M_{tz} &= F_o \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} = 26952 \cdot \operatorname{tg}(2,479 + 13) \cdot \frac{14,701}{2} \\ &= 54862,8 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (5.30)$$

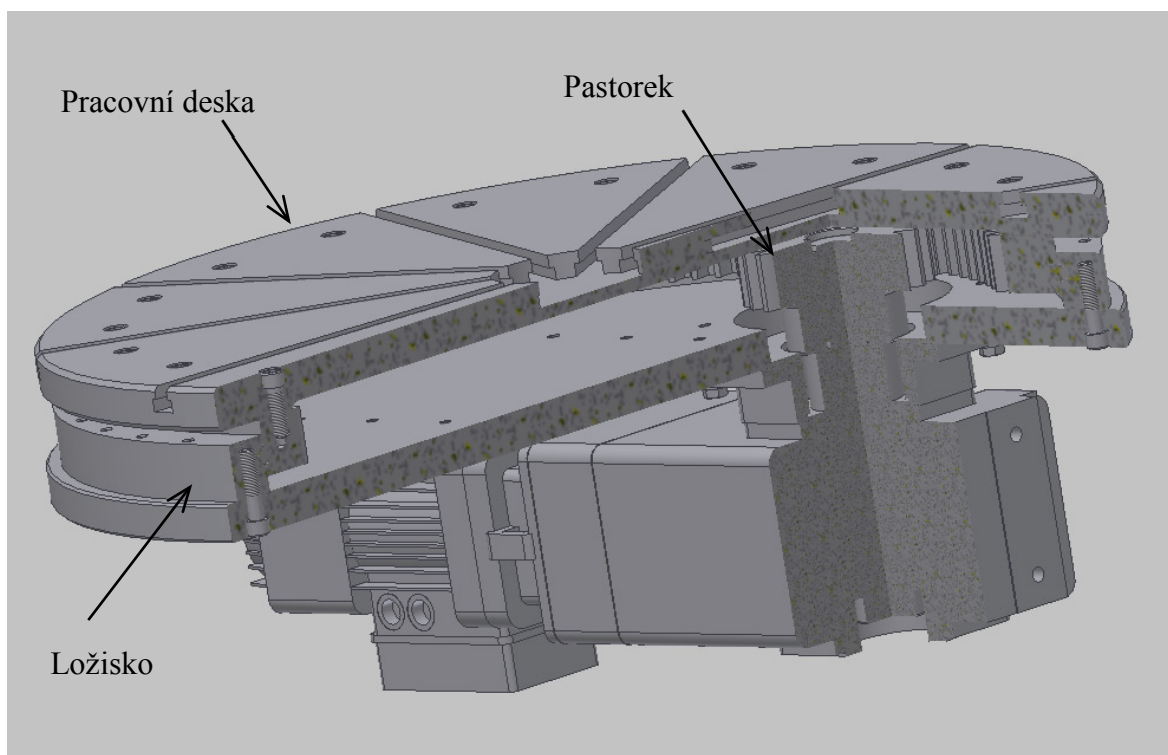
a tření pod hlavou šroubu

$$M_{ths} = F_o \cdot f_M \cdot \frac{D_d + d_k}{4} = 26952 \cdot 0,1 \cdot \frac{17 + 24}{4} = 27625,8 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (5.31)$$

Součinitel smykového tření f_M mezi podložkou a hlavou šroubu je volen dle [19]. Hodnoty vnitřního průměru podložky D_d a průměru válcové hlavy šroubu d_k viz [1].

6 NÁVRH OTOČNÉHO PRACOVNÍHO STOLU

Princip funkce otočného stolu je založen na podobném principu jako otáčení nosného ramene vzhledem k vertikální ose, tedy přenosu krouticího momentu pomocí soukolí s přímými zuby. Nejdůležitější částí, na které je celkový mechanismus založen, je speciální ložisko pro otoče. Jedná se o ložisko, na jehož vnitřním kroužku je zhotoveno ozubení.



Obr. 6.1 – Otočný stůl

Pro docílení co nejnižších pracovních otáček je pastorek poháněn elektromotorem s převodovkou. Pastorek uvádí do pohybu vnitřní kroužek ložiska, na kterém je umístěná a pomocí šroubového spojení upevněná pracovní deska.

Volené parametry:

- ložisko RKS.062.20.0744
- otáčky stolu $n_{ps} = 0,8 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ (s odchylkou $\pm 4\%$)
- převodový poměr ozubeného soukolí $i_{1,2} = 4,783$ (parametry ozubeného soukolí viz Příloha 2)

6.1 Návrh pohonu otočného stolu

Z výše uvedeného předpokladu bude otočný stůl poháněn pomocí elektromotoru s převodovkou. Potřebný moment pro uvedení stolu do pohybu je určen dle výpočtového vztahu (5.1) firmy SKF [20] pro překonání pasivních odporů ložiska.

$$M_{TL} = 0,5 \cdot P \cdot \mu \cdot d = 0,5 \cdot 20810 \cdot 0,0020 \cdot 0,744 = 15,423 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.1)$$

Hodnota vnitřního tření ložiska μ je volena dle [20] a průměru zvoleného ložiska z katalogu [18].

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska P se určí ze vztahu

$$P = g \cdot (m_t + m_s) = 9,8066 \cdot (2000 + 122) = 20,81 \text{ kN} \quad (6.2)$$

kde m_t hodnota nosnosti manipulátoru a m_s hmotnost desky pracovního stolu je zjištěna pomocí programu Autodesk Inventor 2010.

Pro návrh elektromotoru je nutné určit krouticí moment na pastorku, který se určí ze vztahu:

$$M_{k1} = \frac{M_{TL}}{i_{1,2} \cdot \eta_P \cdot \eta_L} = \frac{15,423}{4,783 \cdot 0,98 \cdot 0,999} = 3,3 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.3)$$

Hodnoty účinností válivého ložiska na jednu hřídel η_L a převodu ozubenými koly s přímými zuby η_P viz (4.7).

Vzhledem k možnosti vzniku přídavného krouticího momentu v důsledku otáčení nosného ramene a vyosení svařovaného materiálu je volen elektromotor s převodovkou s vyšší hodnotou výstupního momentu WFV 40 TD-V3.1-40-2-371 ZBA 71 A 4 B007 se základními parametry dle [21]:

- výstupní moment $M_v = 549 \text{ N} \cdot \text{m}$
- jmenovitý výkon $P_{jmen} = 0,25 \text{ kW}$
- otáčky při jmenovitém výkonu $n_{jmen} = 3,7 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

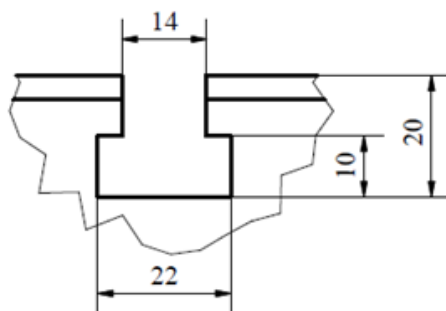
Určení skutečných otáček otočného stolu:

$$n_{psskut} = \frac{n_{jmen}}{i_{1,2}} = \frac{3,7}{4,783} = 0,77 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (6.4)$$

Vypočtená hodnota otáček otočného stolu je o 3,75 % nižší než zvolená. Odchylka se pohybuje v dovolených mezích (odchylka $\pm 4\%$) a výstupní moment elektromotoru s převodovkou $M_v > M_{k1} \Rightarrow$ navržený pohon **vyhovuje**.

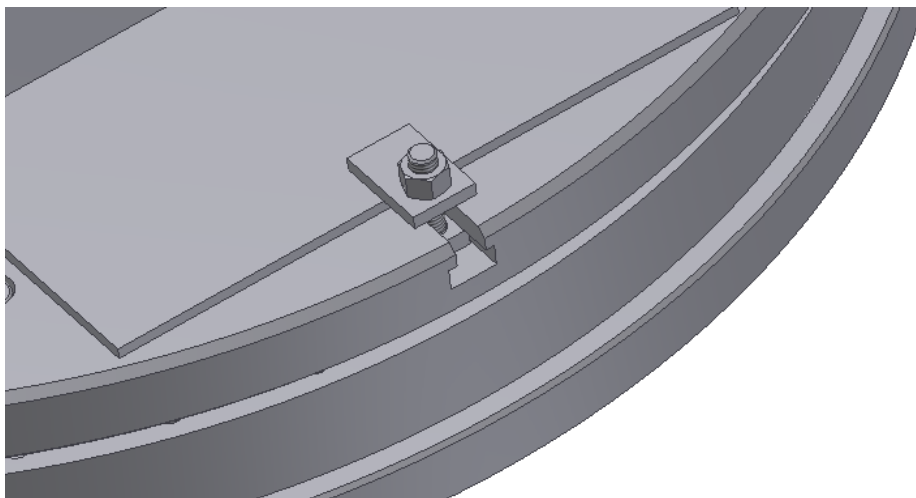
6.2 Upínání svařovaného materiálu

Svařovaný materiál může být upevněn na pracovní desku otočného stolu napřímo nebo pomocí různých svařovacích přípravků. Pro upevnění svařence nebo přípravku je na pracovní desce zhotoveno deset křížných C - drážek (viz obrázek 6.2).



Obr. 6.2 – Rozměry C - drážky

Upevnění svařence napřímo může být provedeno pomocí speciálního šroubu se čtyřhrannou hlavou umístěného v C – drážce a upínací podložky utažené maticí.



Obr. 6.3 – Upevnění svařence napřímo

7 NÁVRH MECHANISMU SVISLÉHO POSUVU

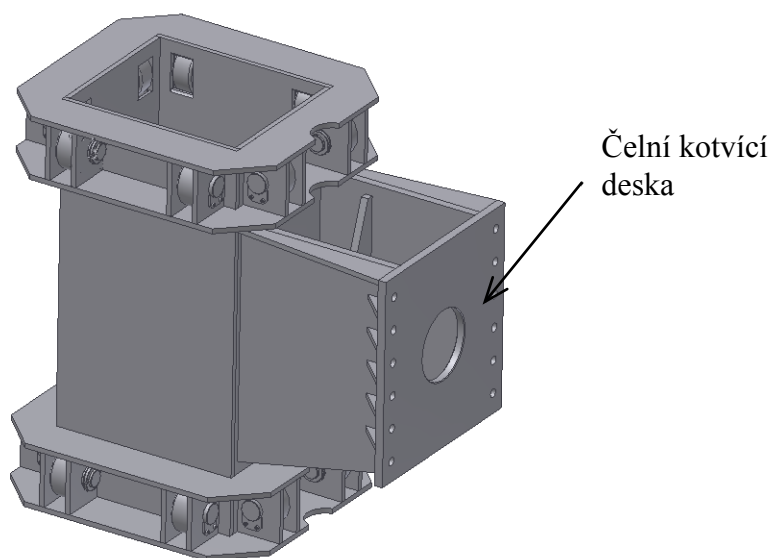
Mechanismus svislého posuvu se skládá ze dvou základních prvků, jimiž jsou pojízdný kozlík a zařízení umožňující svislý posuv stroje. Svislý posuv je možné realizovat mechanicky nebo hydraulicky. Mechanické řešení svislého posuvu je řešeno pomocí pohybového šroubu a hydraulické pomocí lineárního teleskopického hydro-motoru.

7.1 Pojízdný kozlík

Pojízdný kozlík slouží pro výškové polohování svařovaného materiálu. Jedná se o svařovanou konstrukci, jež se pohybuje po vodícím sloupu. Pohyb po vodícím sloupu může být uskutečněn pomocí:

- smykového tření
- válivého tření

Vzhledem k vyššímu zatížení je vhodnější použití principu válivého tření (třecí válečky) pro pohyb po vodícím sloupu.

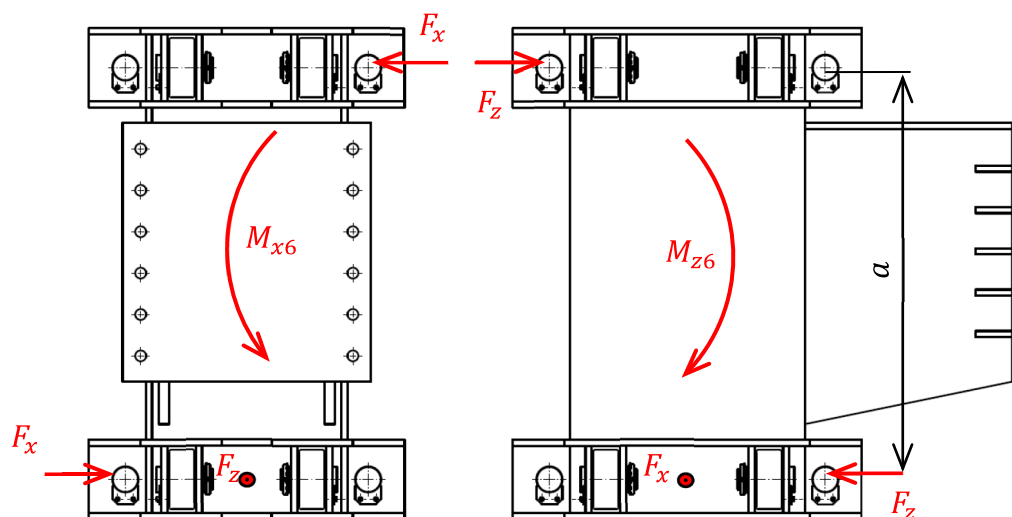


Obr. 7.1 – Pojízdný kozlík

Pojízdný kozlík se dále skládá z čelní kotvící desky pro upevnění k mechanismu otáčení nosného ramene vzhledem k vertikální ose a upevnění matice pohybového šroubu (viz podkapitola 7.2.). Pevnostní výpočty přípojovacích prvků jsou vedeny v příloze.

7.1.1 Návrh uložení třecích válečků

Třecí váleček slouží pro pohyb pojízdného kozlíku po vodícím sloupu. Pro návrh uložení třecího válečku je nutné určit silové účinky působící na tento prvek mechanismu. Na pojízdný kozlík působí dvojice momentů M_{x6} a M_{z6} od působení virtuálního modelu.



Obr. 7.2 – Rozložení sil na pojízdném kozlíku

Při namáhání momentem M_{z6} se předpokládá zatížení pouze dvou řad válečků. Vzhledem k závislosti momentu M_{x6} na poloze svařovaného materiálu se přesné rozložení sil nedá určit. Z tohoto důvodu je rozložení sil určeno pro zvolený směr momentu. Reakce od těchto momentů působící na válečky jsou zobrazeny na obr. 7.2.

Reakce od působení momentu M_{z6} se určí ze vztahu

$$F_{M_{z6}} = \frac{M_{z6}}{a} = \frac{71911552,6}{796} = 90341,1 \text{ N} \quad (7.1)$$

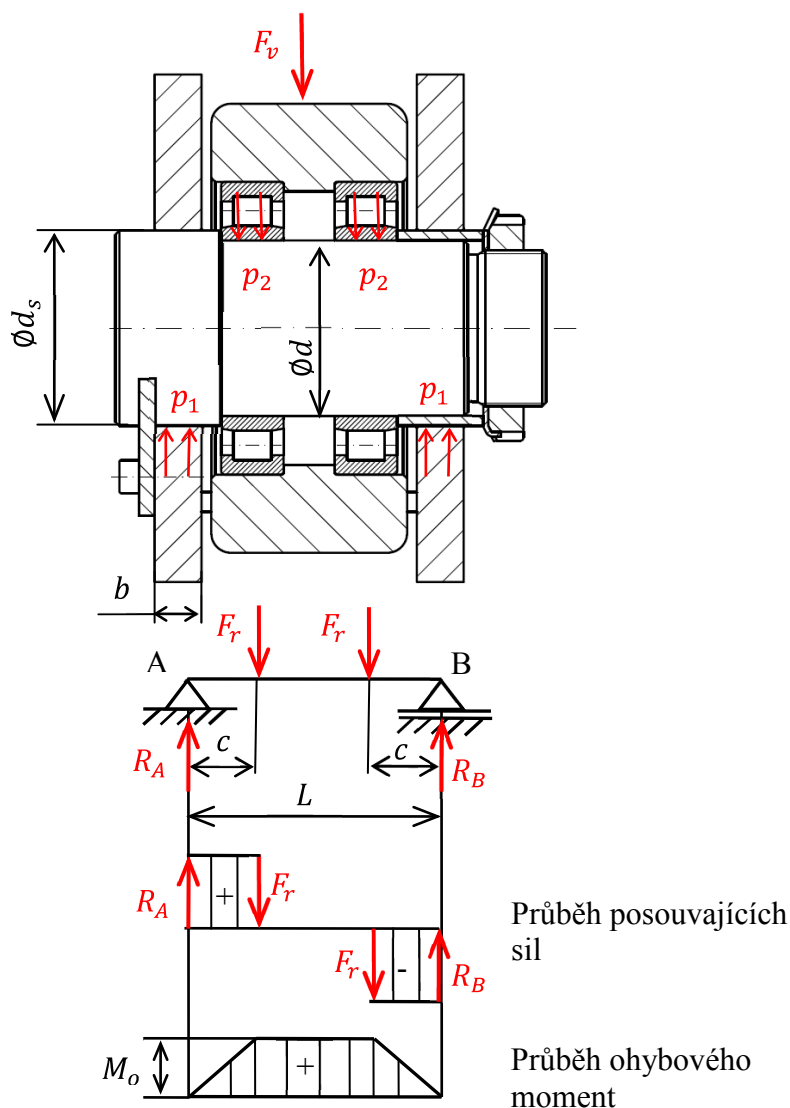
a od momentu M_{x6}

$$F_{M_{x6}} = \frac{M_{x6}}{a} = \frac{5101952,3}{796} = 640,95 \text{ N} \quad (7.2)$$

Reakce F_z je větší než F_x , z toho vyplývá, že směrodatnou hodnotou pro návrh třecího válečku je reakce F_z . Tato reakce působí na dva symetricky uložené válečky.

Třecí váleček je pomocí válivých ložisek uložen na pevné ose uchycené v rámu pojízdného kozlíku (viz obr. 7.3). Síla působící na jeden váleček se vzhledem k symetrickému uložení válečku určí ze vztahu:

$$F_v = \frac{F_{M_{z6}}}{2} = \frac{90341,1}{2} = 45170,57 \text{ N} \quad (7.3)$$



Obr. 7.3 – Silové účinky na uložení třecího válečku

Výpočet namáhání pevné osy je určeno na zjednodušeném výpočtovém modelu nosníku na dvou podpěrách zatíženém dvojicí sil F_R (viz obr. 7.3). Z rozložení sil vyplývá, že reakce $R_A = R_B = F_R$, kde radiální síla F_R působící na pevnou osu se určí ze vztahu

$$F_R = \frac{F_v}{2} = \frac{45170,57}{2} = 22585,3 \text{ N} \quad (7.4)$$

Pevná osa je zatížena na ohyb ohybovým momentem a na smyk od posouvající síly. Vzhledem k nerovnoměrnému rozložení ohybového a smykového napětí po průřezu se pevné osy dle [4] počítají pouze na ohyb. Průměr pevné osy se určí z pevnostní podmínky pro namáhání součástí na ohyb:

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} = \frac{M_{omax}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_{do} \quad (7.5)$$

kde maximální ohybový moment se určí, dle rozložení sil na obr. 7.3, ze vztahu

$$\begin{aligned} M_{omax} &= R_A \cdot (c - b) - F_R \cdot (c - 2 \cdot b) = \\ &= 22585,3 \cdot (67 - 19) - 22585,3 \cdot (67 - 2 \cdot 19) = 429120,7 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (7.6)$$

Pak průměr pevné osy se určí vyjádřením z (7.5):

$$d' \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{omax}}{\pi \cdot \sigma_{do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 429120,7}{\pi \cdot 110}} = 34,124 \text{ mm}$$

Dovolené napětí v ohybu $\sigma_{do} = 110 \text{ MPa}$ je určeno dle [1] pro materiál 11 373. Průměr pevné osy je **volen $d = 45 \text{ mm}$** , vzhledem k vypočtené hodnotě návrhového průměru a potřebné velikosti pro válivé ložisko.

Kontrola na otlačení

Část pevné osy, která je vetknutá do konstrukce pojízdného kozlíku musí vyhovovat podmínce pro střední měrný tlak p_1 :

$$p_1 \leq p_{D1} \quad (7.7)$$

$$p_1 = \frac{F}{S} = \frac{R_a}{b \cdot d_s} = \frac{22585,3}{12 \cdot 50} = 37,64 \text{ MPa} \quad (7.8)$$

Dovolený měrný tlak $p_{D1} = 100 \text{ MPa}$ dle [4] pro ocelové pevné osy. Vypočtený střední měrný tlak p_1 je menší než dovolený. Podmínka (7.7) je **splněna**.

Kontrola navrženého ložiska

Válivé ložisko je zatížené pouze radiální složkou síly. V závislosti na této skutečnosti a vysoké hodnotě radiální složky síly je voleno válečkové ložisko NU 1009 ECP z katalogu [22].

Tab. 7.1 – Parametry ložiska

Hlavní rozměry	d[mm]	45
	D[mm]	75
	B[mm]	16
Únosnost dynamická	C[kN]	44,6
Únosnost statická	C _o [kN]	52
Hmotnost	0,26 kg	

Velmi nepravidelný chod svislého posuvu a jeho předběžně zvolená rychlost ($v_{sp} = 1,05 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$) způsobuje pomalý otáčivý pohyb ložiska pod zatížením. Z toho vyplývá statické zatížení zvoleného ložiska. Pro ložiska staticky zatížená se určuje součinitel statické bezpečnosti s_o vzhledem k meznímu zatížení ložiska:

$$s_o = \frac{C_o}{F_R} = \frac{52000}{22585,3} = 2,3 \quad (7.9)$$

Nejmenší požadovaná hodnota pro statickou únosnost válivého ložiska u ložisek s čárovým stykem a pro pomalé otáčení je dle [4] $s_o = 2$. Vypočtená hodnota je vyšší než požadovaná, navržené ložisko **vyhovuje**.

Kontrola na otlačení:

Vnitřní kroužek ložiska působí na pevnou osu tlakem. Toto uložení musí splňovat podmínku pro střední měrný tlak p_2

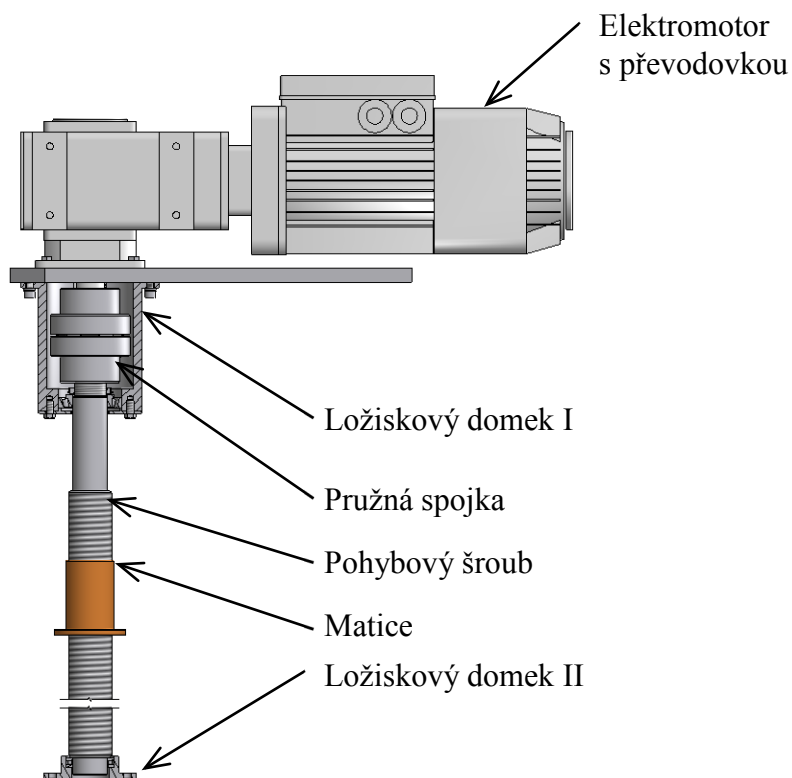
$$p_2 \leq p_{D2} \quad (7.10)$$

$$p_2 = \frac{F}{S} = \frac{F_r}{B \cdot d} = \frac{22585,3}{16 \cdot 45} = 31,36 \text{ MPa} \quad (7.11)$$

Dovolený měrný tlak $p_{D2} = p_{D1} = 100 \text{ MPa}$. Vypočtený střední měrný tlak p_2 je menší než dovolený. Podmínka (7.10) je **splněna**.

7.2 Pohybový šroub

První variantou realizace svislého posuvu je vertikální pohyb pomocí pohybového šroubu. Pohybový šroub je poháněn pomocí elektromotoru s převodovkou. Spojení pohybového šroubu s převodovkou je provedeno pomocí pružné spojky pro vyrovnání možné nesouososti.

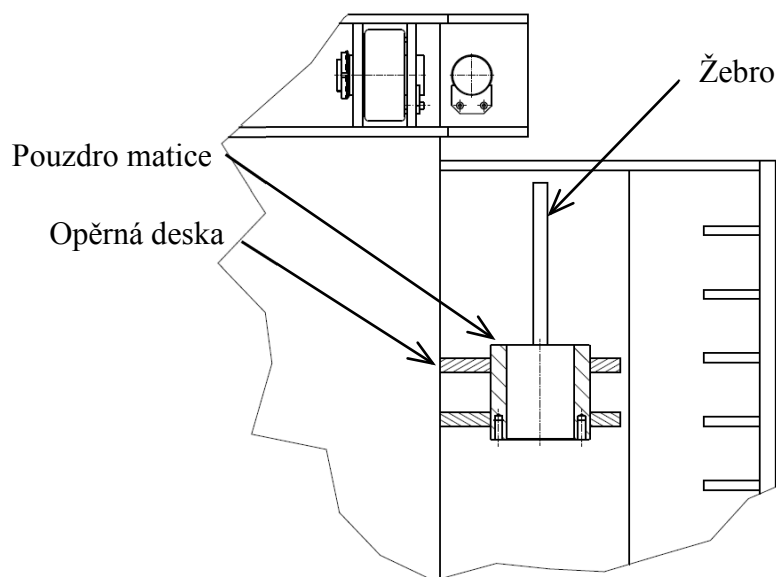


Obr. 7.4 – Mechanismus svislého posuvu

Z důvodu zajištění přesného rotačního pohybu je pohybový šroub dále uložen ve dvou ložiscích, které jsou umístěny v ložiskových domecích I a II. Horní ložisko je z důvodu možnosti vzniku radiálního zatížení voleno Ložisko 30212 ČSN 02 4720. U dolního ložiska může dojít převážně k axiálnímu zatížení (vlivem hmotnosti pohyblivých částí svařovacího polohovadla), z toho důvodu je voleno Ložisko 511 12 ČSN 02 4730.

Poznámka: *Pro zajištění životnosti mechanismu je vhodné vybavit pohybový šroub ochrannou manžetou.*

Matice pohybového šroubu je uložena v tělese pojízdného kozlíku pomocí pouzdra matice. Pouzdro matice je přivařené ke konstrukci pojízdného kozlíku pomocí opěrných desek a dvou žeber. Matice je k pouzdru upevněna pomocí šroubového spojení.



Obr. 7.5 – Detail pojízdného kozlíku s uložením matice

7.2.1 Návrh a pevnostní kontrola pohybového šroubu

Pohybový šroub je zatížen provozní silou od celkové tíhy virtuálního modelu. Jedná se o hmotnost, kterou musí uzvednout svislý posuv. Dále k této síle musí být zahrnut vliv válivého tření mezi třecími válečky a vodícím sloupem. Celková provozní síla se pak určí ze vztahu:

$$F_Q = F_G + F_{tx} + F_{tz} = 35647 + 0,33 + 47,13 = 35695 \text{ N} \quad (7.12)$$

Kde celková tíhová síla od působení virtuálního modelu je:

$$F_G = m \cdot g = 3635 \cdot 9,8066 = 35647 \text{ N} \quad (7.13)$$

Celková hmotnost virtuálního modelu je určena pomocí programu Autodesk Inventor 2010.

Vliv válivého tření určují třecí síly ve dvou osách, jež jsou určeny ze vztahu:

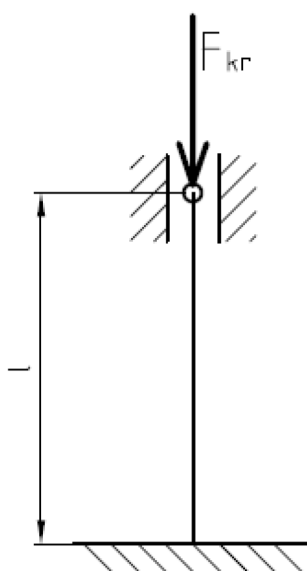
$$F_{tx} = \xi \cdot \frac{F_N}{R} = \xi \cdot \frac{2 \cdot F_x}{R} = 3 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{2 \cdot 640,95}{0,115} = 0,33 \text{ N} \quad (7.14)$$

$$F_{tz} = \xi \cdot \frac{F_N}{R} = \xi \cdot \frac{2 \cdot F_z}{R} = 3 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{2 \cdot 90341,1}{0,115} = 47,13 \text{ N} \quad (7.15)$$

Kde rameno válivého odporu ξ je určeno dle [19] pro tření mezi dvěma ocelovými materiály a R je poloměr třecího válečku. Hodnoty normálové síly F_N jsou určeny dle podkapitoly 7.1.1 a dvojnásobek této hodnoty zohledňuje záběr dvou řad třecích válečků.

Návrh pohybového šroubu:

Zatížením pohybového šroubu na tlak může dojít ke ztrátě stability. Z tohoto důvodu je výpočet průměru pohybového šroubu odvozen z Eulerova vztahu kritického napětí (7.16) pro vzpěrnou pevnost přímých prutů, kdy jeden konec je vetknutý a druhý vedený v ose tyče viz obr. 7.6.



Obr. 7.6 – Způsob uložení pohybového šroubu

$$F_{kr} = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{l^2} \quad (7.16)$$

Dále se kritická síla může vyjádřit jako

$$F_{kr} = \frac{F_Q}{k_{s2}} \quad (7.17)$$

po dosazení (7.17) do (7.16) se získá vztah

$$\frac{F_Q}{k_{s2}} = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{l^2} \quad (7.18)$$

Poté se vyjádří kvadratický moment

$$I_{min} = \frac{l^2 \cdot F_Q \cdot k_{s2}}{2 \cdot \pi^2 \cdot E} \quad (7.19)$$

Pro výpočet kvadratického momentu kruhové průřezu dle [1] platí

$$I_{min} = \frac{\pi \cdot d_3'^4}{64} \quad (7.20)$$

dosazení (7.20) do (7.19):

$$\frac{\pi \cdot d_3'^4}{64} = \frac{l^2 \cdot F_Q \cdot k_{s2}}{2 \cdot \pi^2 \cdot E} \quad (7.21)$$

Pak návrhový průměr šroubu se určí ze vztahu

$$d_3'_{min} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot l^2 \cdot F_Q \cdot k_{s2}}{2 \cdot \pi^3 \cdot E}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 1660^2 \cdot 35695 \cdot 5}{2 \cdot \pi^3 \cdot 2,1 \cdot 10^5}} = 39,429 \text{ mm} \quad (7.22)$$

Hodnota statické bezpečnosti k_{s2} je volená s ohledem na možnost vzniku přídatného ohybu. Dle vypočteného malého průměru závitu je volen profil pohybového šroubu **Tr 75x10 ČSN 01 4050**.

Tab. 7.2 – Parametry šroubu

Veličina:	Hodnota [mm]:
d	75
D	76
$d_2 = D_2$	70
d_3	64
D_1	65
P_H	10

7.2.2 Pevnostní kontrola šroubu

Zvolený šroub je namáhán smykovým napětím τ od momentu tření v závitu a napětím tlakovým σ_t od maximální osově síly F_S ve šroubu. Osová síla je vyvozena od provozní síly F_Q . Pak platí, že $F_S = F_Q$.

$$\sigma_t = \frac{F_S}{S} = \frac{F_S}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{35695}{\frac{\pi \cdot 64^2}{4}} = 11,1 \text{ MPa} \quad (7.23)$$

$$\tau = \frac{M_{tz}}{W_k} = \frac{F_S \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}}$$

$$\tau = \frac{35695 \cdot \operatorname{tg}(2,6^\circ + 11,69^\circ) \cdot \frac{70}{2}}{\frac{\pi \cdot 64^3}{16}} = 6,2 \text{ MPa} \quad (7.24)$$

Kde úhel stoupání

$$\psi = \operatorname{arctg} \cdot \frac{P_H}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \cdot \frac{10}{\pi \cdot 70} = 2,6^\circ \quad (7.25)$$

a redukovaný třecí úhel

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \cdot \frac{f_{z2}}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \cdot \frac{0,2}{\cos \frac{30^\circ}{2}} = 11,69^\circ \quad (7.26)$$

Součinitel tření v závitu f_{z2} je určen pro kombinaci ocelového pohybového šroubu a bronzové matice dle tab. 7.3. Hodnota průřezového modulu v krutu W_k pro kruhový průřez viz [1].

Tab. 7.3 – Součinitel smykového tření [7]

Kombinace materiálů	$f_{z2} [-]$	
	suché	mazáno
ocel – ocel	0,15 – 0,20	0,10 – 0,12
ocel – litina	0,20 – 0,30	0,13 – 0,27
ocel – bronz	0,11 – 0,15	0,10 – 0,20

Velikost redukovaného napětí se určí podle hypotézy HMM jako

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{11,1^2 + 3 \cdot 6,2^2} = 15,4 \text{ MPa} \quad (7.27)$$

Pro výpočet dovoleného napětí (5.13) je statická bezpečnost $k_{s3} = 3$ volena dle [7]. Šroub je vyroben z materiálu 11 420, pro který platí hodnota meze kluzu materiálu $R_e = 230 \text{ MPa}$.

$$\sigma_d = \frac{R_e}{k_{s3}} = \frac{230}{3} = 76,7 \text{ MPa} \quad (7.28)$$

Pevnostní podmínka:

$$\sigma_{red} \leq \sigma_d$$

$$15,4 < 76,7 \Rightarrow \text{ŠROUB VYHOVUJE PEVNOSTNÍ PODMÍNCE}$$

7.2.3 Kontrola výšky matice

Výpočet je založen na porovnání tlaku v závitech s dovoleným tlakem. Tlak v závitu vzniká zjednodušeně působením síly F_s rovnoměrně na všechny závity matice. Výška matice byla předběžně zvolena $h_m = 130 \text{ mm}$.

$$p = \frac{F_s}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} = \frac{35695}{\pi \cdot 70 \cdot 5 \cdot 13,5} = 2,4 \text{ MPa} \quad (7.29)$$

Kde nosná hloubka závitu H_1 je

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{75 - 65}{2} = 5 \text{ mm} \quad (7.30)$$

a potřebný počet zubů matice

$$z = \frac{h_m}{P_H} = \frac{135}{10} = 13,5 \quad (7.31)$$

Dovolený tlak $p_D = 15 \text{ MPa}$ je určen viz [7] pro ocelový šroub a bronzovou matici.

$$p \leq p_D$$

$$0,95 < 20 \Rightarrow \text{VÝŠKA MATICE JE NAVRŽENA SPRÁVNĚ}$$

7.2.4 Návrh pohonu pohybového šroubu

Elektromotor pro pohon pohybového šroubu musí vykonat takový výkon, aby překonal moment tření v matici a tím matici uvedl do pohybu. Rychlost pohybu svislého posuvu je předběžně volena $v_{sp} = 1,2 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$. Potřebný výkon se určí ze vztahu

$$P = M_{tz} \cdot \omega_s = M_{k1} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_s}{60} = 318,216 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{120}{60} = 3998,8 \text{ W} \quad (7.32)$$

kde moment tření v závitu je

$$M_{tz} = F_S \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} = 35695 \cdot \operatorname{tg}(2,6^\circ + 11,69^\circ) \cdot \frac{70}{2} = 318,216 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (7.33)$$

a otáčky pohybového šroubu

$$n_s = \frac{v_{sp}}{P_H} = \frac{1,2}{0,01} = 120 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (7.34)$$

Dle vypočteného potřebného výkonu je volen elektromotor s převodovkou WFV 50 DD-B5.1-50-1-24.4 ZBA 112 A 2 B050. Parametry tohoto pohonu jsou dle [21] následující:

- jmenovitý výkon $P_{jmen} = 4 \text{ kW}$
- otáčky při jmenovitém výkonu $n_{jmen} = 119 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

Pak skutečná rychlost svislého posuvu je

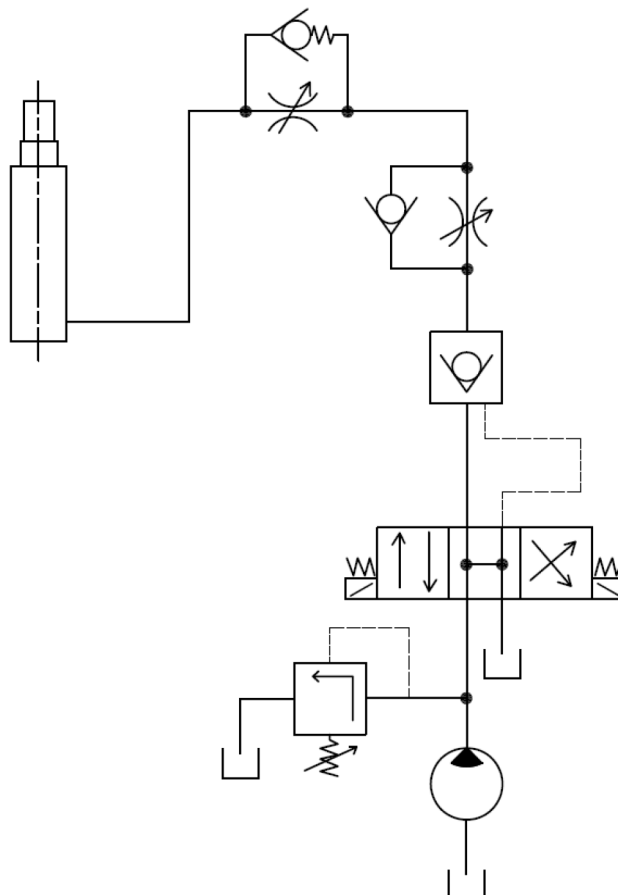
$$v_{spkut} = P_H \cdot n_{jmen} = 0,01 \cdot 119 = 1,19 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (7.35)$$

7.3 Hydraulický mechanismus

Hydraulický pohon svislého posuvu je z důvodu vysoké hodnoty zdvihu pohyblivých částí svařovacího polohovadla řešen pomocí teleskopického lineárního hydro-motoru. Teleskopické lineární hydro-motory se z větší části vyrábějí pouze na zakázku. Požadované parametry hydro-motoru jsou:

- zdvih 1000 mm
- výška tělesa hydro-motoru 600 mm

- rychlost hydro-motoru $v_{HM} = 1,2 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$
- typ uchycení hydro-motoru pomocí příruby



Obr. 7.7 – Hydraulické schéma

Hydro-generátor vhání kapalinu tlakem, který je nastaven pomocí pojistného ventilu na požadovanou hodnotu, do 3/4 šoupátkového rozvaděče ovládaného elektromagneticky. Kapalina dále přes škrtkící ventily pohání teleskopický lineární hydro-motor. Pro zajištění polohy vysunutého hydro-motoru je v obvodu umístěn hydraulický zámek. Zasouvání hydro-motoru je uskutečněno využitím vlastní váhy pohyblivých částí svařovacího polohovadla.

Poznámka: *Vodící sloup je nutné označit čarou maximálního a minimálního vysunutí.*

8 ZÁVĚR

Výsledkem této práce je konstrukční návrh trojosého svařovacího polohovadla pro nosnost do 2000 kg, bez řešených elektrických rozvodů. Řešení jednotlivých pohybů je provedeno mechanicky a hydromechanicky.

V oblasti návrhu tvaru nosného ramene se postupnými iteracemi docílilo optimálního konstrukčního řešení, které splňuje pevnostní podmínky a zároveň je jednoduché na výrobu. Pro předběžně zvolenou tloušťku materiálu je stanoven průběh zatížení nosného ramene v závislosti na úhlu jeho natočení, z něhož vyplývá, že nosné rameno je nejvíce zatížené při úhlu natočení $\alpha_p = 180^\circ$. Zjištění maximálního zatížení bylo provedeno numericky na základě metody konečných prvků.

Volbou vhodných mechanismů jednotlivých pohybů svařovacího polohovadla se docílilo, v rámci dovolených mezí, předběžně zvolených kinematických hodnot. Otáčky pracovního stolu o průměru 830 mm jsou $n_{ps} = 0,77 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ a otáčky nosného ramene vzhledem k vertikální ose $n_v = 0,78 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Svislý posuv je řešen mechanicky a hydraulicky. Mechanické řešení pomocí pohybového šroubu poháněného elektromotorem s převodovkou dosahuje rychlosti posuvu $v_{sp} = 1,19 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. V případě hydraulického pohonu je použit lineární teleskopický hydro-motor s uvedenými požadavky na jeho parametry a volbou hydraulického obvodu. Nevýhodou použití hydraulického systému je nutnost konstrukce hydraulické stanice u stroje, který je z větší části poháněn elektricky.

Všechny pevnostní výpočty částí svařovacího polohovadla vyhovují. V některých případech dochází k předimenzování součástí z důvodu konstrukčního návrhu a s ohledem na bezpečnost práce.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 1. Vydání, ALBRA – pedagogické nakladatelství, 2003, ISBN 80 – 86490 – 74 – 2
- [2] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. VŠB – TU OSTRAVA, 2008, dotisk 1. Vydání, ISBN 978 – 80 – 248 – 1290 – 8
- [3] DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80 – 7225 – 018 – 3
- [4] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. VŠB – TU OSTRAVA, 2010, dotisk 1. Vydání, ISBN 978 – 80 – 248 – 1860 – 3
- [5] KOPÁČEK, J.: *Pohony a převody*. VŠB – TU OSTRAVA, 2000, 1. Vydání, ISBN 80 – 7078 – 806 – 2
- [6] KUBA, F.: *Pružnost a pevnost*. Vysoká škola báňská Ostrava, Ediční středisko VŠB, Ostrava 1990.
- [7] KALÁB, K.: *Konstrukční návrh a výpočet ručního šroubového zvedáku*. Ostrava, vysokoškolská příručka VŠB – TU OSTRAVA, 2003.
- [8] ČSN 02 0120.: *Výpočet svarových spojů strojních součástí*. Úřad pro normalizaci a měření Praha, PRAHA, 1971, N 13538
- [9] KÜHTREIBER, s.r.o. *Automatické polohovací systémy*. Dostupné na WWW: < http://www.weldpoint.eu/shop/download/Ostatn%ED/rotacni_polohovadla.pdf> cit. [2010-10-11]
- [10] KOVACO, spol. s r.o. *Welding Positioner 3-axes*. Dostupné na WWW: < <http://www.kovaco.sk/>> [cit. 2010-10-11]
- [11] ERGOTRONIC AB, eC. *Svařovací polohovadla*. Dostupné na WWW: < <http://www.intech.cz/strojirenstvi-katalog-produktul>> [cit. 2010-10-11]
- [12] GIVENS ENGINEERING, INC. *Special purpose Machinery*. Dostupné na WWW: < <http://www.giveng.com>> [cit. 2011-22-2]
- [13] THOMAS PUBLISHING COMPANY, LLC. *Mounting & Attaching Products*. Dostupné na WWW: < <http://news.thomasnet.com>> [cit. 2011-11-3]
- [14] FERONA, a.s. *Ceníky*. Dostupné na WWW: < <http://www.ferona.cz/cze/ceniky/on-line-cenik.php>> [cit. 2011-22-2]

- [15] RAUTARUUKKI, OYJ. *Hot rolled steel plates*. Dostupné na WWW:
< <http://www.ruukki.com>> [cit. 2011-22-2]
- [16] ELPRIM-TECH, s.r.o. *Elektromotory*. Dostupné na WWW:
< <http://www.elprim.cz/>> [cit. 2011-7-4]
- [17] RANSTECNO, s.r.l.. *Stock products – AC*. Dostupné na WWW:
< <http://www.transtecno.com/en/products/>> [cit. 2011-15-3]
- [18] SKF LOŽISKA, a.s. *Slewing Bearings*. Dostupné na WWW:
< <http://www.skf.com/files/884465.pdf>> [cit. 2010-10-11]
- [19] WIKIPEDIE. *Tření*. Dostupné na WWW:
< <http://cs.wikipedia.org/wiki/T%C5%99en%C3%AD>> [cit. 2011-26-04]
- [20] SKF LOŽISKA, a.s. *Friction*. Dostupné na WWW:
<http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=en&newlink=1_0_36> [cit. 2010-10-11]
- [21] DEMAG CRANES & COMPONENTS, SPOL. S R.O.. *Konfigurátor pohonů*.
Dostupné na WWW: < <http://www.demagcranes.cz/Produkty/index.jsp> >
[cit. 2011-26-04]
- [22] SKF LOŽISKA, a.s. *Válečkové ložiska*. Dostupné na WWW:
< <http://www.skf.com/files/515071.pdf>> [cit. 2010-10-11]

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1 – Parametry ozubení mechanismu otáčení nosného ramene	P1
Příloha č. 2 – Parametry ozubení otočného stolu	P2
Příloha č. 3 – Pevnostní výpočet připojovacích prvků pojízdného kozlíku	P3
Příloha č. 4 – Výkres sestavy svařovacího polohovadla	LOM012 - 1.00
Příloha č. 5 – Výkres podstavy nosného ramene	LOM012 - 1.00.01
Příloha č. 6 – Výrobní výkres plechu nosného ramene	LOM012 - 1.00.01.03.01
Příloha č. 7 – Výkres podsestavy mechanismu svislého posuvu	LOM012 - 1.00.07
Příloha č. 8 – Výrobní výkres pohybového šroubu	LOM012 - 1.00.07.01